

Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje

ZAVRŠNI RAD

Jerko Jerolimov

Zagreb, 2019.

Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Darko Kozarac

Student:

Jerko Jerolimov

Zagreb, 2019.



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomatske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Jerko Jerolimov**

Mat. br.: 0035200554

Naslov rada na
hrvatskom jeziku:

Detaljna analiza rada motora u dvogorivnom načinu rada

Naslov rada na
engleskom jeziku:

Detailed analysis of engine operation in dual-fuel mode

Opis zadatka:

U Laboratoriju za motore i vozila posljednjih godinu dana eksperimentalno se istražuje dvogorivni način rada motora, posebno u niskom opterećenju. Dvogorivni način rada je rad motora s prirodnim plinom koji se pali kompresijski pomoću male količine direktno ubrizganog dizelskog goriva. Pri tom je izmjeren niz radnih točaka s istim opterećenjem, ali s različitim parametrima rada motora kao što su omjer mase dizelskog i plinovitog goriva, trenutak početka ubrizgavanja dizelskog goriva, temperatura usisa, tlak usisa itd. Na temelju eksperimentalnih rezultata došlo se do zaključaka o učincima pojedinih radnih parametara na vanjske značajke rada motora. No, nije do kraja jasno koji su uzroci tih promjena.

Jedna od uobičajenih metoda koja se koristi za detaljnu analizu rezultata su simulacije, tj. provođenje simulacijskih proračuna izmjerenih radnih točaka. Nakon validacije pojedine radne točke i podešavanja kalibracijskih parametara, simulacija nudi znatno veći broj rezultata nego što je to dobiveno eksperimentalnim putem pa se iz tih rezultata mogu izvesti dodatni zaključci.

Stoga je u ovom radu korištenjem simulacije potrebno pokušati doći do odgovora na pitanje zašto određeni radni parametri dovode do promjene učinkovitosti.

U sklopu rada potrebno je:

- Pripremiti model motora iz laboratorija.
- Pripremiti simulaciju svih radnih točaka koje su se eksperimentalno pokazale kao interesantne.
- Detaljno podesiti parametre modela kako bi se dobila izvrsna poklapanja izmjerenih rezultata s eksperimentalnim.
- Na temelju rezultata simulacija izvesti zaključke o uzrocima ostvarenih promjena u značajkama rada motora.

Pri izradi se treba pridržavati pravila za izradu završnog rada. U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć

Zadatak zadan:

29. studenog 2018.


Rok predaje rada:

1. rok: 22. veljače 2019.
2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2019.
3. rok: 20. rujna 2019.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 25.2. - 1.3. 2019.
2. rok (izvanredni): 2.7. 2019.
3. rok: 23.9. - 27.9. 2019.

Zadatak zadao:


Prof. dr. sc. Darko Kozarac

Predsjednik Povjerenstva:


Prof. dr. sc. Igor Balen

Sadržaj

Popis slika	III
Popis tablica	V
Sažetak	VI
Abstract	VII
1. Uvod.....	1
2. Dvogorivni način rada motora	3
2.1. Konvencionalni motori.....	3
2.1.1. Ottovi motori	4
2.1.2. Diesellovi motori	4
2.2. Dvogorivni motor	5
3. Eksperimentalni podaci.....	7
3.1. Eksperimentalni motor	7
3.2. Ispitivane radne točke.....	8
3.3. Korišteno gorivo.....	10
3.3.1. Metan	10
3.3.2. Dizel gorivo	10
4. Simulacijski model dvogorivnog motora.....	12
4.1. 1-D/0-D modeli za analizu procesa	12
4.2. Model izgaranja.....	13
4.3 Reducirani model motora.....	14
4.4. Definiranje goriva	16
5. Validacija simulacija.....	18
6. Analiza rezultata	27
6.1. Energetska analiza.....	27
6.2. Vršne temperature procesa	28
6.3. Vršni porast tlaka u cilindru	29
6.4. Usporedni prikaz vršnih vrijednosti temperature i porasta tlaka.....	31
6.5. Odvođenje topline	33
7. Zaključak.....	37

Literatura.....	39
-----------------	----

Popis slika

Slika 1. Prikaz dijelova radnog procesa 4-taktnog motora [2].....	3
Slika 2. Direktno ubrizgavanje goriva u cilindar kod Diesel motora [3].....	5
Slika 3. Dvogorivni način rada motora [4]	5
Slika 4. Hatz 1D81	7
Slika 5. 1-D/0-D model radnog ciklusa [9].....	12
Slika 6. Jednozonski (lijevo) i dvozonski model (desno) [10].....	13
Slika 7. Dvozonski tablični model izgaranja	14
Slika 8. Reducirani model motora	15
Slika 9. Povezivanje tlaka eksperimenta sa simulacijom.....	16
Slika 10. <i>BOOST Gas properties tool</i>	17
Slika 11. Usporedba temperatura na ispuhu dobivenih simulacijom i eksperimentom.....	18
Slika 12. Usporedba masenih protoka zraka dobivenih simulacijom i eksperimentom	19
Slika 13. Usporedba masenih protoka zraka dobivenih simulacijom i eksperimentom	19
Slika 14. Tlak u cilindru za radnu točku 2	20
Slika 15. Tlak u cilindru za radnu točku 5	21
Slika 16. Tlak u cilindru za radnu točku 7	21
Slika 17. Tlak u cilindru za radnu točku 15	22
Slika 18. Usporedba vršnih tlakova u cilindru.....	23
Slika 19. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka procesa	23
Slika 20. Postotak odstupanja indiciranog tlaka	24
Slika 21. Usporedba stupnjeva djelovanja	25
Slika 22. Postotak odstupanja stupnjeva djelovanja	25
Slika 23. Tlak u cilindru za radnu točku 10	26
Slika 24. Vršna temperatura u cilindru za točke od 1 do 10	28
Slika 25. Vršna temperatura u cilindru za točke od 11 do 16	29
Slika 26. Vršni porast tlaka u cilindru za točke od 1 do 10	30
Slika 27. Vršni porast tlaka u cilindru za točke od 11 do 16	31
Slika 28. Usporedni prikaz vršnih vrijednosti temperature i porasta tlaka za točke od 1 do 10... 32	
Slika 29. Usporedni prikaz vršnih vrijednosti temperature i porasta tlaka za točke od 11 do 16. 33	

Slika 30. Postotna razdioba dovedene topline od 1. do 10. radne točke.....	34
Slika 31. Postotna razdioba dovedene topline od 11. do 16. radne točke.....	34
Slika 32. Postotna razdioba s boljim prikazom za radne točke od 1 do 10.....	35
Slika 33. Postotna razdioba s boljim prikazom za radne točke od 11 do 16.....	35

Popis tablica

Tablica 1. Karakteristike motora Hatz 1D81	8
Tablica 2. Radne točke simulacije	9
Tablica 3. Karakteristike metana	10
Tablica 4. Karakteristike dizel goriva	11

Sažetak

Radi sve veće težnje za smanjenjem štetnih emisija motora razvijaju se novi modeli izgaranja u motorima. Jedan od tih modela je i dvogorivni model motora u kojem se koriste prirodni plin i dizelsko gorivo. Konvencionalni dvogorivni način rada tog motora radi kao i Diesel motor na principu samoupaljivanja smjese zraka i goriva, ali za razliku od konvencionalnog, dvogorivni način rada tog motora omogućava korištenje plinovitog goriva tj. prirodnog plina koji se pali pomoću male količine dizelskog goriva koje se naknadno ubrizga u smjesu prirodnog plina i zraka u cilindru. Prednosti dvogorivnog načina rada su smanjeni udio štetnih emisija u ispuhu i, pri velikom opterećenju, stupanj djelovanja je približno jednak ili veći od konvencionalnog Diesel motora. Mana dvogorivnog načina rada je što pri malom opterećenju imaju puno niži stupanj djelovanja od konvencionalnih Diesel motora.

Katedra za motore i vozila u zadnjih godinu dana u svom Laboratoriju ispituje dvogorivni način rada na modificiranom eksperimentalnom motoru. Na tom motoru provedena su razna mjerenja s brojnim parametrima rada. Od svih izmjerenih točaka odabrano je njih 16 za koje je napravljen simulacijski model. Simulacijske modele treba validirati, tj. potvrditi da je odstupanje od stvarno izmjerenih radnih točaka što manje kako bi se moglo sa što većom sigurnošću ići u daljnju analizu. Potom se analiziraju energetske gubitke koji nastaju u toku izgaranja i na osnovu njih donose se zaključci. Promatra se utjecaj energetskih gubitaka na stupanj djelovanja dvogorivnog motora.

Ključne riječi: dvogorivni način rada, izgaranje, simulacije, stupanj djelovanja

Abstract

The need for reduction of harmful emissions in engines has lead to research of new combustion models. One of those models is Dual-fuel which uses natural gas and diesel fuel. Dual-fuel works similarly as conventional Diesel engine which uses self-ignition to start combustion of fuel and air, but the main difference between Dual-fuel and conventional Diesel engine is that the Dual-fuel can use natural gas as a fuel. Natural gas is ignited by the use of small amount of diesel fuel which is injected into the cylinder to start the ignition and combustion of the natural gas and air mixture. Advantage of Dual-Fuel engine is reduction of harmful emissions and rise in efficiency at higher loads which parallels the efficiency of conventional Diesel engine. Main disadvantage is the obvious drop in efficiency at lower loads.

The Chair for Engines and Motor Vehicles has been researching the Dual-fuel combustion in their laboratory on the modified experimental engine. Measurements were made on the engine using sensors for many different parameters which differently effect dual fuel combustion. From many measuring points, 16 of them were chosen for further analysis using simulations. The simulations of those points need to be validated which means that the deviation between the simulation and the real Dual-fuel, which was measured, is low so that there are no discrepancies, or they are minimised. Then further analysis can be conducted. The energy loss will be analysed and according to them conclusions will be made. The impact of energy loss on Dual-fuel efficiency is observed.

Keywords: Dual Fuel, combustion, simulation, efficiency

1. Uvod

Motorna vozila i razni pogoni koji ih koriste kao pomoćne motore u današnje vrijeme koriste ponajviše motore s unutarnjim izgaranjem. Motori s unutarnjim izgaranjem rade na principu da se smjesa goriva i zraka tlači i zapaljuje pri čemu se kemijska energija goriva pretvara u toplinu koja zagrijava novonastalu mješavinu plinova. Plinovi potom ekspandiraju i preko klipa motora pretvaraju tu energiju u mehanički rad.

Danas je sve veći naglasak na očuvanju okoliša pa su zahtjevi, tj. zakoni, koji se stavljaju na motorna vozila sve stroži. Smanjenje štetnih ispušnih plinova možemo postići smanjivanjem otpora vožnje, poboljšanjem svojstva goriva, boljim upravljanjem rada motora i vozila u cjelini te pročišćavanjem ispušnih plinova pri izlasku iz motora. Razvoj novih vozila je pod stalnim pritiskom da bi proizvođači povećali svoju ponudu automobila i time proširili svoje tržište te se zbog toga počinju koristiti razni računalni programi kako bi se ubrzao razvoj novih motor, a samim time izlazak novih vozila na tržište. Razvoj motora se ubrzava korištenjem računalnih simulacija kojima mogu brže doći do konkretnih podataka. Modeli simulacija koji se koriste da bi analizirali procese u motorima su 1-D/0-D modeli, 3-D CFD modeli i „real-time“ modeli. Simulacija pomoću 3-D modela se koristi za detaljniju analizu strujanja i izgaranja u samom cilindru. Simulacije 1-D/0-D modela, često nazivane simulacijama radnog ciklusa, proračunavaju protok kroz usisne i ispušne cijevi i temelji se na metodi konačnih volumena za jednodimenzijski problem, dok je cilindar kontrolni volumen koji nije prostorno diskretiziran. Pomoću 1-D/0-D modela analizira se utjecaj radnih parametara na performanse motora.

Sve veći zahtjevi za smanjenjem udjela štetnih ispušnih plinova i smanjenja udjela stakleničkog plina CO₂ na izlazu iz motora tjera inženjere na traženje novih alternativnih goriva i pogona. Jedna od alternativa, koja se proučava na Fakultetu strojarstva i brodogradnje sveučilišta u Zagrebu, je dvogorivni način rada motora.

U Laboratoriju za motore i vozila se proučava dvogorivni način rada motora, posebice pri niskom opterećenju. Dvogorivni način rada motora je rad motora s prirodnim plinom koji se pali kompresijski na način da se u smjesu prirodnog plina i zraka direktno ubrizga mala količina dizelskog goriva.

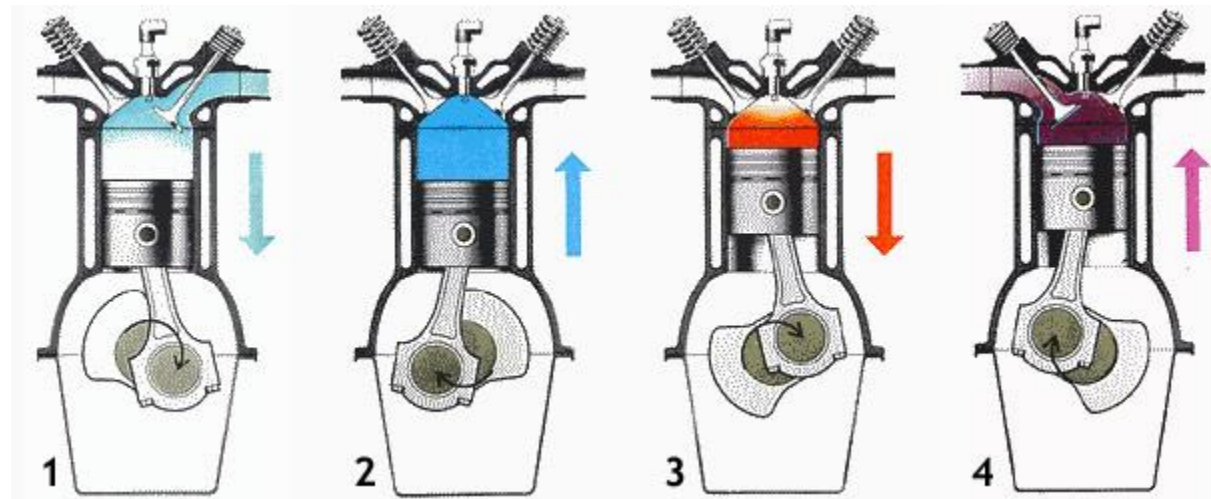
Cilj ovog završnog rada je napraviti simulacijski model koji opisuje eksperimentalno dobivene rezultate te na temelju rezultata simulacije proučiti uzroke gubitaka u pojedinim radnim točkama s obzirom na utjecaj različitih parametara.

2. Dvogorivni način rada motora

2.1. Konvencionalni motori

Svi klipni motori imaju radni proces koji se sastoji od ista četiri dijela koji su prikazani na slici 1 [1]:

1. usis – usisavanje gorive smjese ili zraka u cilindar motora,
2. kompresija – komprimiranje gorive smjese ili zraka pri čemu raste tlak i temperatura u cilindru,
3. izgaranje i ekspanzija – zapaljenje smjese te njezino izgaranje i ekspanzija novonastalih ispušnih plinova te predaja dobivene energije koljenastom vratilu preko klipa,
4. ispuh – odvođenje plinova iz cilindra.



Slika 1. Prikaz dijelova radnog procesa 4-taktnog motora [2]

Ovisno o broju okretaja koljenastog vratila potrebnih da bi se završio radni proces, motore možemo dijeliti na 4-taktne motore, kojima su potrebna dva zakreta koljenastog vratila, i 2-taktne, kojima je potreban jedan zakret koljenastog vratila. Takt je gibanje klipa motora od gornje mrtve točke (GMT) prema donjoj mrtvoj točki (DMT) i obrnuto.

Također ih možemo podijeliti s obzirom na način zapaljenja smjese goriva i zraka na Otto i Diesel motore.

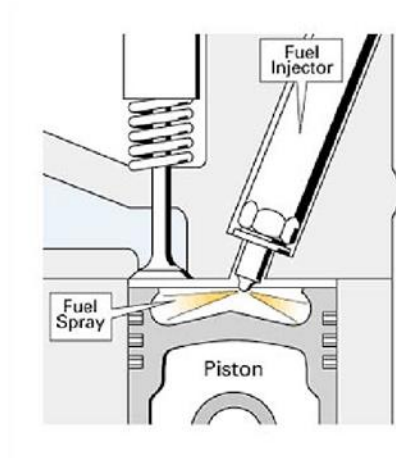
2.1.1. Ottovi motori

Posebnost Otto motora je u tome što se smjesa goriva i zraka pali pri kraju kompresije pomoću svjećice na kojoj dolazi do preskakanja električne iskre. Smjesa se u toku kompresije komprimira na tlak od 20 do 30 bara (kompresijski omjer: $\varepsilon = 8 \dots 12$) i na temperaturu od 400 do 500°C, što je ispod granice samozapaljenja smjese. Iz toga se razloga koristi svjećica na kojoj preskače iskra kako bi se zapalila smjesa i mogu se koristiti plinovita goriva. Dakle, gorivo mora biti otporno na samoupaljivanje kako ne bi došlo do takozvanog udaranja motora (engl. *knock*) koji negativno utječe na izgaranje i na same komponente motora te može dovesti do ozbiljnijih oštećenja motora.

Otto motori mogu koristiti prirodni plin kao gorivo koji se zbog svojih svojstava bolje miješa sa zrakom te se može postići potpunije izgaranje smjese i samim time nastaje manji udio štetnih ispušnih plinova poput ugljikovog monoksida (CO) i ugljikovodika. U radu sa plinovitom smjesom, Otto motor može raditi s većim kompresijskim omjerom. Povećanjem kompresijskog omjera rastu tlak i temperatura u cilindru što dovodi do stvaranja štetnih dušikovih oksida (NO_x) u većim količinama. Njihov udio se može smanjiti korištenjem trokomponentnih katalizatora, no problem je što oni najučinkovitije rade samo pri stehiometrijskoj smjesi goriva i zraka što smanjuje efikasnost procesa u odnosu na Diesel motore.

2.1.2. Dieselovi motori

Diesel motori, za razliku od Otto motora, ne koriste svjećicu kako bi se zapalila smjesa, već do zapaljenja dolazi zbog sklonosti goriva prema samoupaljivanju, odnosno, to je motor sa samostalnim upaljivanjem. Kod samog usisa se usisava zrak te se komprimira na tlak od 30 do 55 bara (kompresijski omjer ide i do $\varepsilon = 20$) i na temperaturu od 700 do 900°C. Potom se dizelsko gorivo ubrizgava pomoću pumpe i brizgaljke u topli zrak s tlakom ubrizgavanja od oko 2.000 bara kako bi se gorivo što bolje raspršilo u kapljice i izmiješalo sa zrakom ($\lambda > 1$). Time se postiže bolje i potpunije izgaranje smjese.

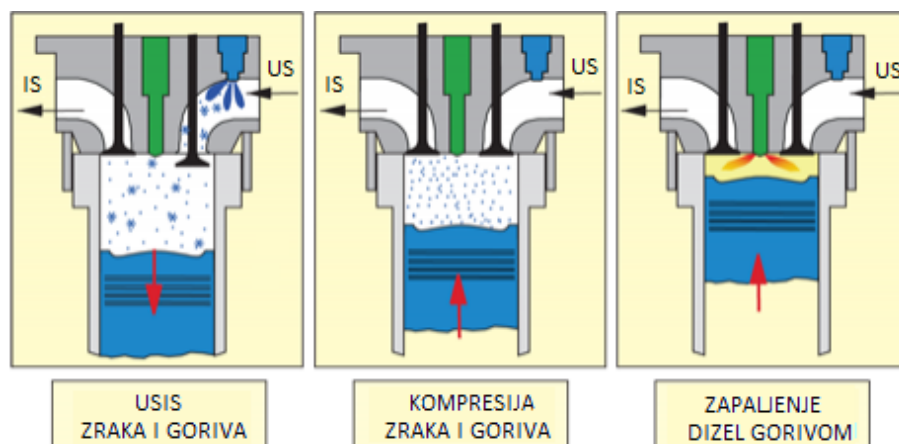


Slika 2. Direktno ubrizgavanje goriva u cilindar kod Diesel motora [3]

Diesel motori komprimiraju samo zrak zbog čega mogu imati puno veći kompresijski omjer od Otto motora, a s većim kompresijskim omjerom imaju i veću korisnost nego Otto motori. Prirodni plin se ne može koristiti samostalno u Diesel motorima pošto temperatura i tlak koji se postižu nisu dovoljni da dođe do samoupaljenja smjese.

2.2. Dvogorivni motor

Za dvogorivni način rada upotrebljavaju se modificirani Diesel motori kojima se na usisu dodaje još jedna brizgaljka za ubrizgavanje prirodnog plina kao što je prikazano na slici 3.



Slika 3. Dvogorivni način rada motora [4]

Radni proces sastoji se od usisa zraka i prirodnog plina koji je ubrizgan u usisnoj grani. Potom se mješavina zraka i prirodnog plina komprimira, ali se zbog svojstva prirodnog plina ne zapali. Zato se pri kraju kompresije pod visokim tlakom ubrizgava mala količina dizelskog goriva koja se onda miješa sa ostatkom smjese. Nakon stvaranja optimalnih uvjeta u cilindru, dizel gorivo se zapali te se potiče zapaljenje ostatka smjese i širenje plamena kroz smjesu.

Opterećenje kod dvogorivnih motora se regulira količinom prirodnog plina koja će se ubrizgati na usisu, za razliku od konvencionalnih Diesel motora gdje se to vrši kontroliranjem količine ubrizganog dizelskog goriva.

Osnovna ideja dvogorivnih motora je, kao i kod Diesel motora, povećanje kompresijskog omjera kako bi se povećala energetska učinkovitost, a da se pritom koristi prirodni plin kao glavno gorivo kako bi se smanjio udio štetnih emisija na ispuhu.

Istraživanjem se ustvrdilo da ovisno o opterećenju i određenim parametrima rada motora pri dvogorivnom načinu rada dolazi do smanjenja čađe, ali i povećanja udjela neizgorenih ugljikovodika na ispuhu u cijelom području rada motora. Kod dvogorivnog motora emisije ugljikovog monoksida (CO) su općenito malo više, a dušikovih oksida (NO_x) su niže. Također pri niskom opterećenju motora je i efikasnost vidljivo niža dok je pri višim opterećenjima u razini efikasnosti Diesel motora [5].

Također jedna od prednosti dvogorivnih motora je u tome što po potrebi može raditi i kao konvencionalni Diesel motor.

3. Eksperimentalni podaci

3.1. Eksperimentalni motor

Dvogorivni način rada koji se ispitivao u Laboratoriju za motore i vozila Fakulteta strojarstva i brodogradnje se obavio na eksperimentalnom motoru Hatz 1D81 gdje su se vršila mjerenja pomoću raznih senzora.

Hatz 1D81 je 4-taktni jednocilindrični Diesel motor hlađen zrakom. Motor je dodatno modificiran u odnosu na tvornički model na način da se na usisnoj grani dodatno ugradila brizgaljka preko koje se prirodni plin ubrizgava u usis da bi se omogućio dvogorivni način rada. Prednost ovog motora je lako održavanje i modifikacija. Kao primjer tih modifikacija možemo uzeti sam motor u Laboratoriju za motore i vozila gdje je taj motor prvo prenamijenjen u Otto motor, što znači da se morao smanjiti kompresijski omjer te se morala ugraditi svijećica, za ispitivanje pojave detonacija. Sada je modificiran u motor s dvogorivnim načinom rada [6].



Slika 4. Hatz 1D81

Podaci o karakteristikama motora nalaze se u tablici 1.

Tablica 1. Karakteristike motora Hatz 1D81

Tip motora	Hatz 1D81
Broj taktova	4
Broj cilindara	1
Promjer cilindra D [mm]	100
Hod klipa H [mm]	85
Radni volumen motora V_H [cm ³]	667
Kompresijski omjer	16:1

Smjesa goriva je različita za svaku radnu točku. U pojedinim točkama se dizelsko gorivo više puta ubrizgavalo u cilindar.

3.2. Ispitivane radne točke

Dvogorivni način rada motora koji se ispitivao u pojedinoj radnoj točki dijeli se na:

- a) konvencionalni dvogorivni (DF) način rada,
- b) DF sa višom temperaturom na usisu,
- c) DF sa podjeljenim ubrizgavanjem dizelskog goriva,
- d) RCCI (engl. *Reactivity Controlled Compression Ignition*).

RCCI je modificirani dvogorivni način rada gdje se na usisu u cilindar dovodi puno toplija smjesa prirodnog plina i zraka da bi se povećala reaktivnost dizelskog goriva koje se ubrizgava puno ranije u odnosu na konvencionalni dvogorivni način rada.

Sve radne točke mjerene su pri brzini vrtnje od 1.600 okretaja po minuti. Za svaku se radnu točku čekalo da se stabiliziraju uvjeti u motoru i onda su pojedini podaci izmjereni pomoću senzora. Podaci bitni za simulaciju navedeni su podaci dani u tablici 2.

Tablica 2. Radne točke simulacije

Radna točka	Način rada	IMEP [bar]	T_{USIS} [°C]	p_{USIS} [bar]	°KV prije GMT	Udio prirodnog plina [%]
1.	a	4	21,63	0,01067	8	50,56
2.	a		25,19	0,01150	14	95,34
3.	b		60,92	0,03134	10	50,43
4.	b		59,15	0,03418	12	70,6
5.	b		61,33	0,03461	12	90,57
6.	d		83,39	0,01528	70	70,98
7.	d		103,47	0,017	70	82,36
8.	d		116,42	0,01273	50	91,52
9.	c		60,20	0,02788	80/40	70,18
10.	c		60,11	0,03265	80/40	49,26
11.	b	3	62,18	0,01881	10	50,19
12.	d		92,77	0,01743	55	69,46
13.	d		102,75	0,01596	52	78,69
14.	d		120,45	0,01314	60	79,23
15.	d		121,97	0,01432	50	89,05
16.	c		61,50	0,0214	70/40	50,53

Izmjereno je mnogo podataka u više radnih točaka, ali za potrebe ove simulacije odabrano je 16 izmjerenih točaka koje su prikazane u tablici 2. Ove radne točke pokazale su se zanimljivima za dodatnu analizu rada pomoću simulacija jer su pokazale bolje stupnjeve djelovanja i smanjene udjele štetnih emisija. Uz radne točke, potrebni su i podaci za validaciju simuliranih točaka koji su navedeni u poglavlju 5.

3.3. Korišteno gorivo

Goriva korištena za dvogorivni način rada su metan i dizelsko gorivo. Metan se ubrizgavao u usisnu granu, a dizel se naknadno u toku kompresije ubrizgavao direktno u cilindar. Omjer goriva za svaku radnu točku upisan je u tablici 2.

3.3.1. Metan

Metan je jedan od glavnih sastojaka prirodnog plina bez boje i mirisa. Vrlo je eksplozivan te umješavini sa 5 do 15% zraka može doći do eksplozije. Njegove karakteristike su dane u tablici 3.

Tablica 3. Karakteristike metana

Donja ogrjevna vrijednost H_d	50,01 MJ/kg
Istraživački oktanski broj IOB	> 127
Motorni oktanski broj MOB	122

Metan je, kao što se vidi po visokom oktanskom broju u tablici 3, jako otporan na detonantno izgaranje što ga čini nepogodnim za korištenje u Diesel motorima gdje mora doći do samoupaljivanja goriva, inače neće doći do izgaranja.

3.3.2. Dizel gorivo

Dizelsko gorivo dobiva se uglavnom preradom zemnog ulja pomoću frakcijske destilacije. Jedno od glavnih karakteristika dizelskog goriva je cetanski broj koji nam ukazuje na sklonost zapaljivanju pojedinog goriva. Cetanski broj se određuje ispitivanjem goriva u ispitnom motoru te uspoređivanjem rezultata s rezultatima ispitivanja mješavine ugljikovodika cetana ($C_{16}H_{34}$) i α -metilnaftalena. Cetanu se zbog velike sklonosti zapaljenju pridružuje cetanski broj 100, a α -metilnaftalena koji ima izrazito nisku sklonost zapaljenju se pridružuje cetanski broj 0. Kada se rezultati ispitivanog goriva poklapaju sa rezultatima određene mješavine cetana sa α -metilnaftalenom onda se tom gorivu pridružuje cetanski broj koji je jednak masenom udjelu

cetana u toj mješavini. Dizelsko gorivo koje se najviše upotrebljava je takozvani Eurodiesel čiji cetanski broj mora biti veći od 51. Karakteristike dizel goriva prikazane su u tablici 4.

Tablica 4. Karakteristike dizel goriva

Donja ogrjevna vrijednost H_d	42,6 MJ/kg
Cetanski broj CB	>51

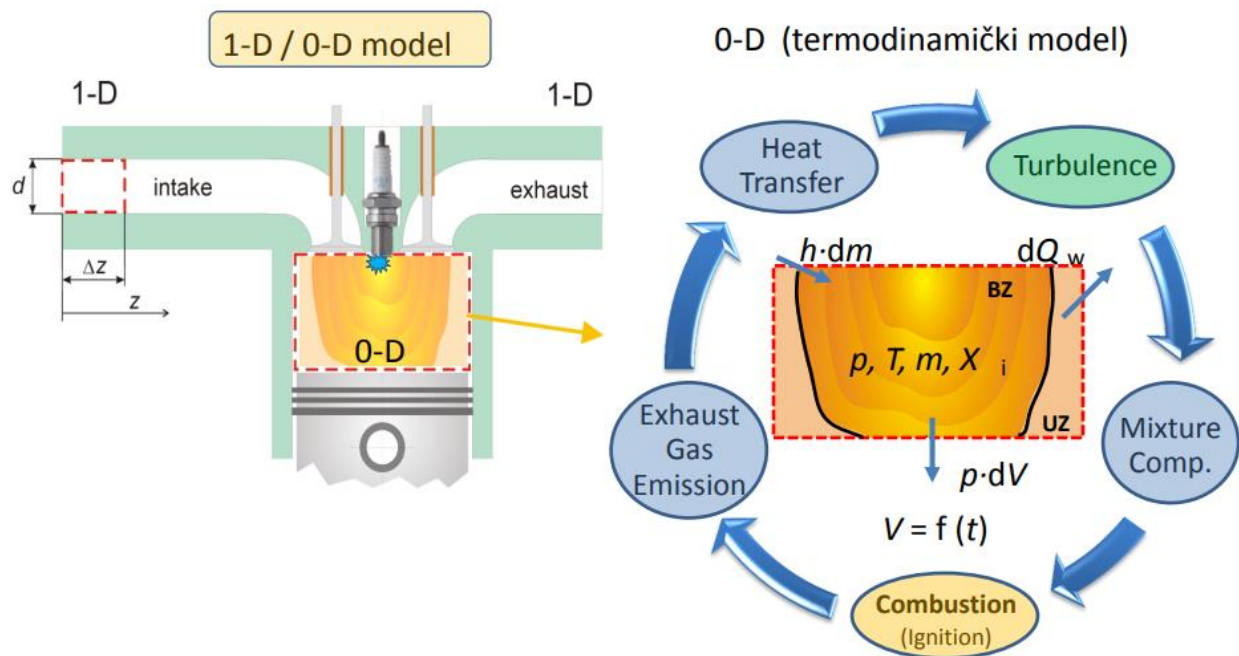
Dizel gorivo je lako zapaljivo što nam pokazuje cetanski broj te se zato koristi u dvogorivnom načinu rada da bi se zapalila smjesa prirodnog plina i zraka u cilindru.

4. Simulacijski model dvogorivnog motora

Dvogorivni model može se simulirati sa 3-D i 1-D/0-D simulacijskim modelima. Sa 3-D simulacijskim modelom bolje se simulira strujanje i izgaranje unutar cilindra, no ovom radu se proučava kako pojedini parametri utječu na radni proces motora te se stoga koristi 1-D/0-D simulacijski model [8].

4.1. 1-D/0-D modeli za analizu procesa

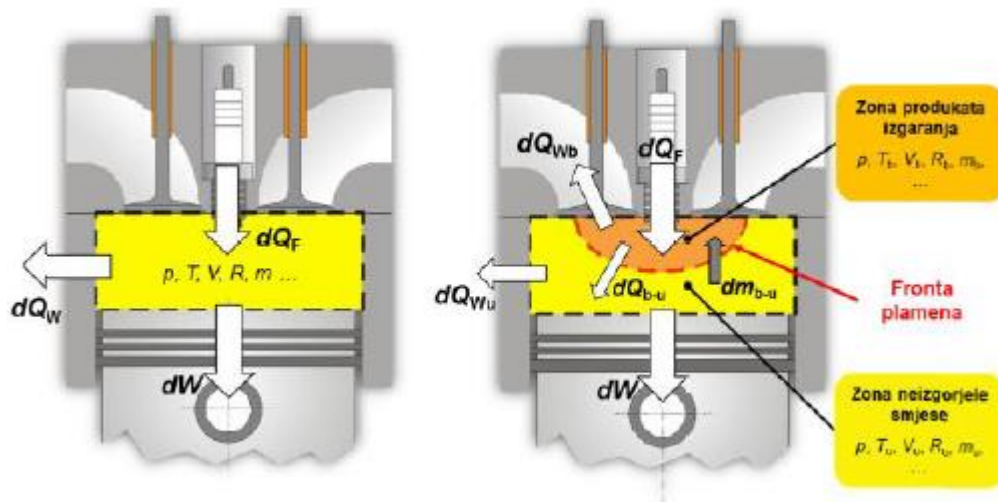
Oba simulacijska modela, 3-D i 1-D/0-D modeli, su modeli koji rade pomoću metode konačnih volumena. Broj dimenzija u nazivu govori koliko slobodnih prostornih varijabli se koristi u simulaciji. Model 1-D simulacije ima jednu slobodnu prostornu varijablu u odabranom koordinatnom sustavu, a model 0-D ima jedino vrijeme kao varijablu. Njima se prikazuje model motora gdje su cijevi na usisu i ispuhu diskretizirane, dok je cilindar kontrolni volumen.



Slika 5. 1-D/0-D model radnog ciklusa [9]

4.2. Model izgaranja

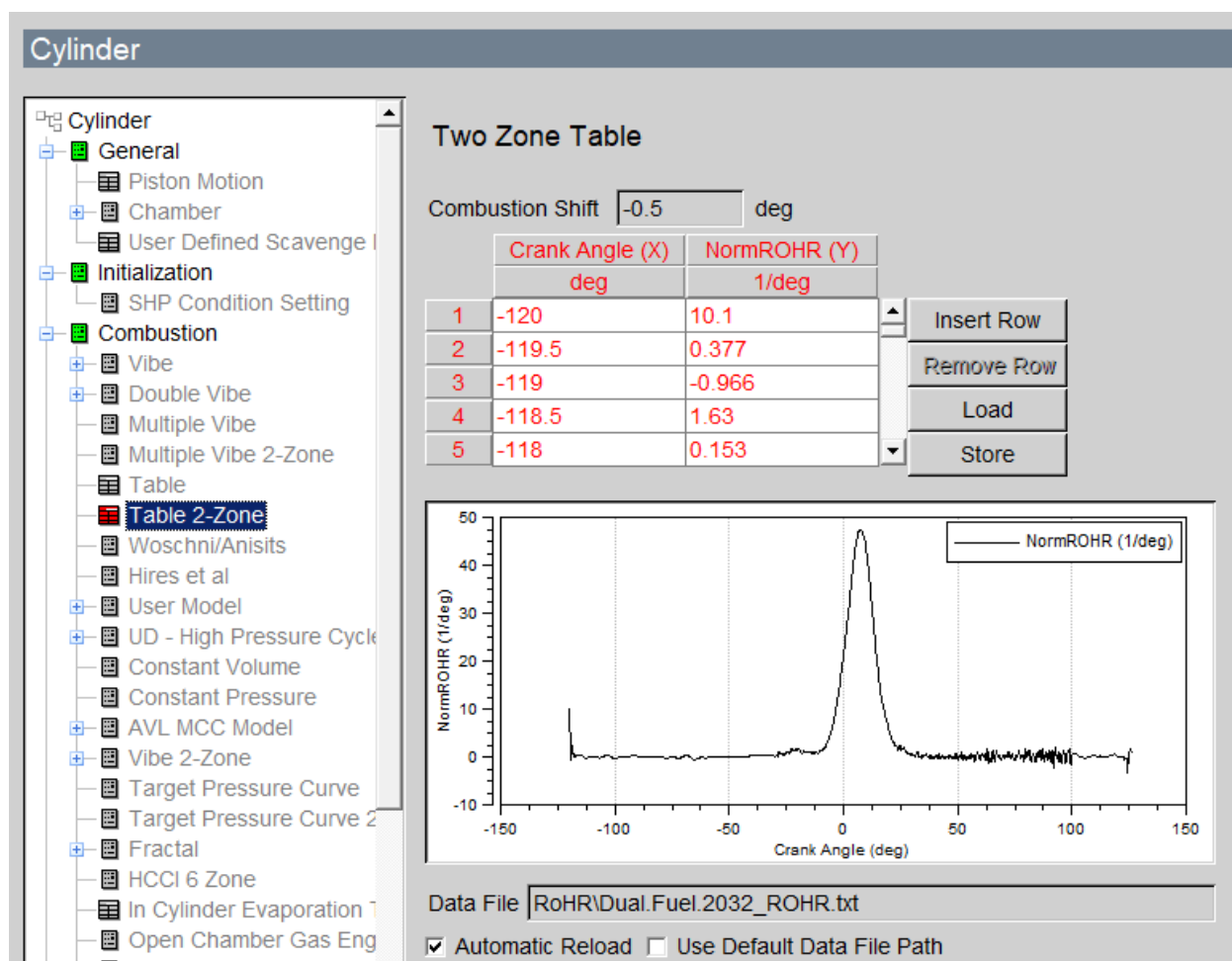
U 1-D/0-D modelima simulacija može se koristiti jednozonski ili dvozonski model izgaranja smjese u cilindru. Jednozonski model izgaranja tretira prostor izgaranja u cilindru kao homogenu zonu s izotropnim svojstvima tvari te se zanemaruje utjecaj geometrije prostora na širenje plamene fronte. U dvozonskom modelu izgaranja prostor izgaranja ima dvije zone. Jednu zonu čini izgorjena smjesa plinova, a drugu čini smjesa goriva i zraka koja još nije izgorila. Dvije zone dijeli plamena fronta [10].



Slika 6. Jednozonski (lijevo) i dvozonski model (desno) [10]

Svaka zona je modelirana kao samostalni termodinamički sustav za koji vrijede prvi zakon termodinamike, zakon očuvanja energije i jednadžba stanja idealnog plina.

U ovom se radu koristio dvozonski tablični model izgaranja. Model je dobiven iz eksperimentalnih podataka sa senzora koji su bili izvedeni u zasebne datoteke. Ti su podaci potom povezani sa simulacijom na način da se u simulaciji odabrao takav model izgaranja koji koristi eksperimentalne podatke. Program je sam povukao podatke iz tih datoteka nakon što smo joj definirali put na samom računalu. Prikaz dvozonskog tabličnog modela korištenog u simulaciji prikazan je na slici 7.

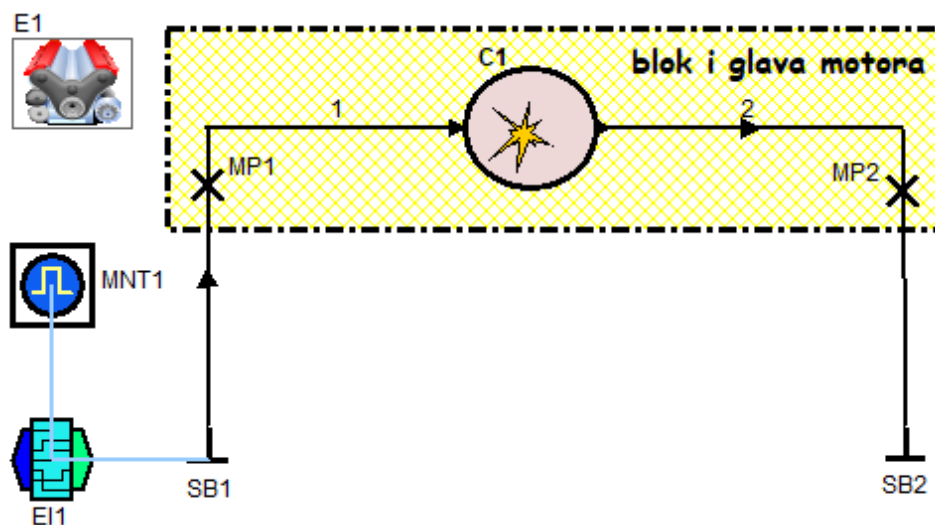


Slika 7. Dvozonski tablični model izgaranja

Simulacija na slici 7 prikazuje unos kao grešku jer se ne bi smjele uzimati negativne vrijednosti izmjerene u toku izgaranja kod eksperimentalnog motora, ali matematički model izgaranja same simulacije to neće uzeti kao problem te će započeti simulaciju.

4.3 Reducirani model motora

Pošto se u ovom radu simulira rad eksperimentalnog motora, nije potrebno modelirati sve dijelove motora. Motor će se pomoću eksperimentalno dobivenih podataka moći bolje simulirati te će se zato koristiti reducirani model motora.

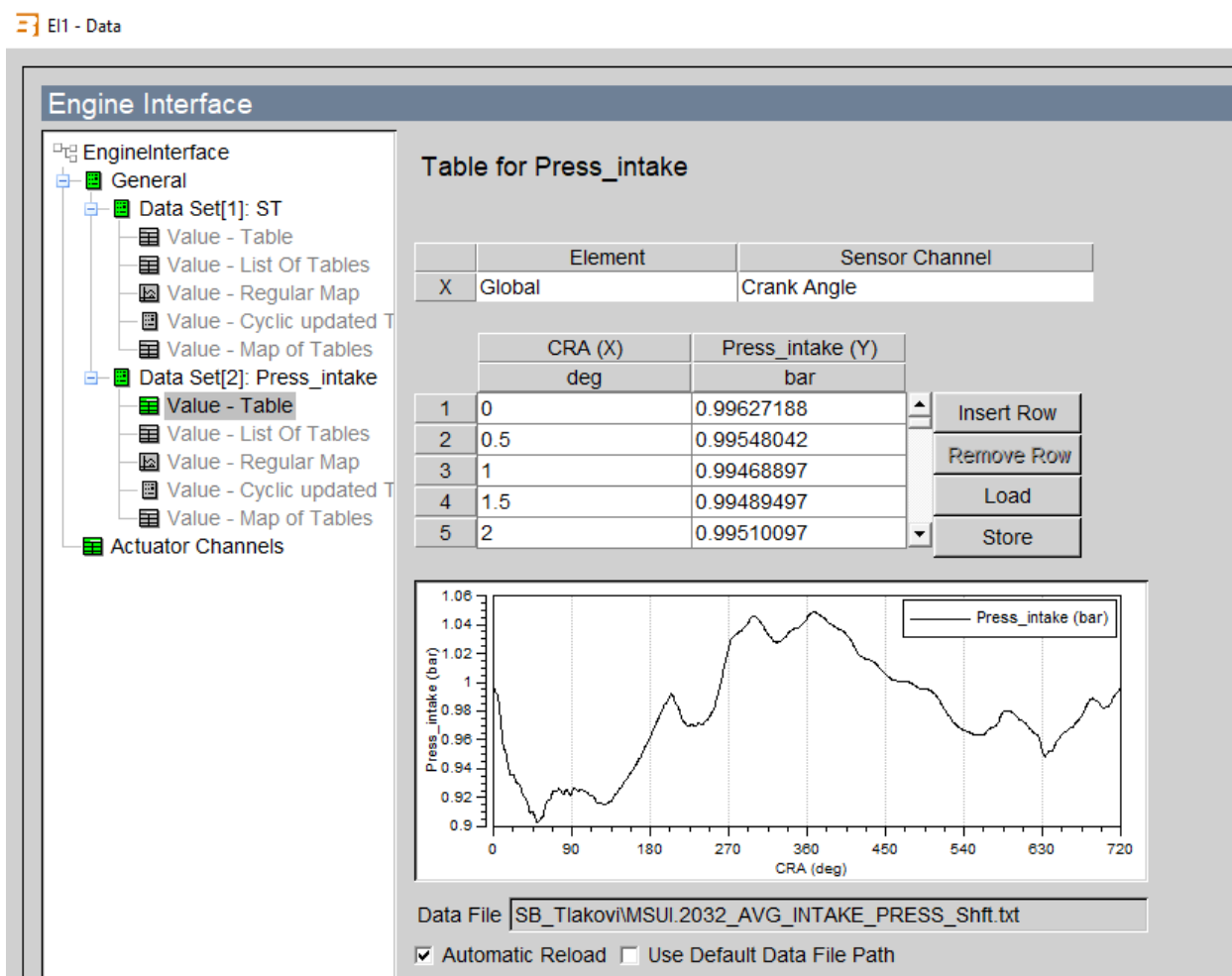


Slika 8. Reducirani model motora

Reducirani model se sastoji od monitora (MNT 1 na slici 8), sučelja motora (engl. *Engine interface*, EI 1 na slici.8), motora (engl. *Engine*, E 1 na slici 8), granica sustava (engl. *System boundaries*, SB 1 i 2 na slici 8), cijevi (1 i 2 na slici 8), mjernih točaka (engl. *Measuring point*, MP 1 i 2 na slici 8) i cilindra (C1 na slici 8).

Monitor služi za stvaranje cikličkih podataka u procesu rada motora. Pomoću sučelja motora se simulaciji daju podaci dobiveni sa senzora eksperimentalnog motora te se upravo radi toga dijela, rezultati simulacije reduciranog modela bolje poklapaju s rezultatima stvarnog rada motora, modeliranje svih dijelova motora u simulaciji. U motoru, cijevima, granicama sustava i cilindru definiraju se neke osnovne značajke motora poput broja taktova, brzine vrtnje, promjera, podizanja ventila i slično. U samom cilindru definirano je i simuliranje izgaranja u cilindru kao što je prikazano u poglavlju 4.2 te na slici 7. U ovom radu uzima se dvozonski tablični model gdje su se u tablicu uzeti podaci sa senzora eksperimentalnog motora, takozvani RoHR – engl. *Rate of Heat Release* (što znači u doslovnom prijevodu „brzina oslobađanja topline“).

Pomoću samog sučelja motora, u simulaciju se dodaje i tablični podatak ponašanja tlaka u cilindru te je taj podatak dobiven sa senzora eksperimentalnog motora. Prikaz načina na koji se tlak eksperimenta povezao sa simulacijom prikazan je na slici 9.

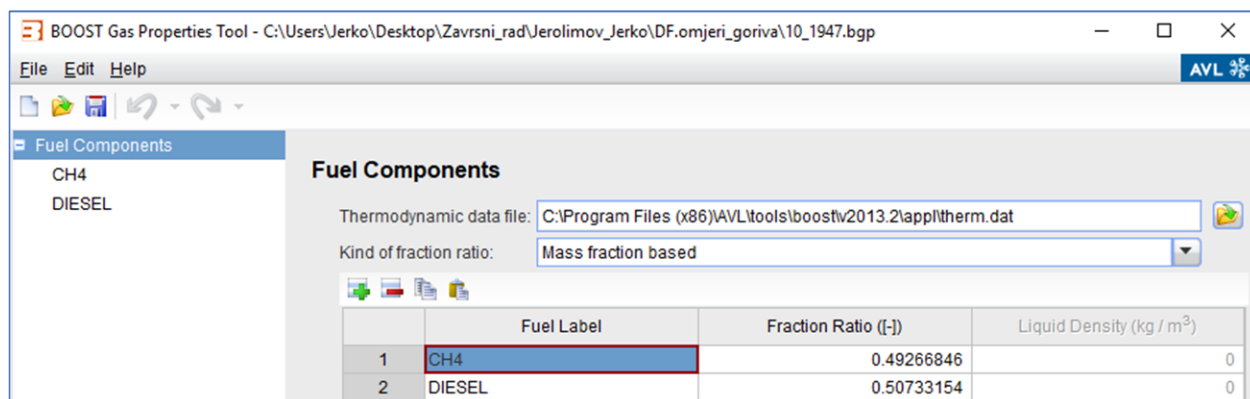


Slika 9. Povezivanje tlaka eksperimenta sa simulacijom

4.4. Definiranje goriva

Kod definiranja korištenog goriva u simulaciji nije moguće definirati dva odvojena goriva zasebno te u kojoj mjeri i kada bi došlo do brizganja pojedinog goriva. Zato u simulaciji postoji opcija koja se zove „*BOOST Gas properties tool*“ prikazano na slici 10. Ona korisniku omogućava da sam definira koja goriva će koristiti i kojem omjeru u slučaju da korisnik kao i u ovom radu ima mješavinu goriva. Smjesa goriva koja se koristila u ovom završnom radu je smjesa prirodnog plina metana CH_4 i dizelskog goriva, a sami omjeri tih goriva u smjesi su definirani posebno za svaku radnu točku koja će biti promatrana u ovom radu.

Mana ovakvog pristupa je nemogućnost ostvarivanja jednakih uvjeta u simulaciji kao što su bili u eksperimentalnom motoru gdje nije u svim radnim točkama svo gorivo odjednom ubrizgano u cilindar, već se kod pojedinih radnih točaka dizelsko gorivo tek kasnije naknadno ubrizgavalo.



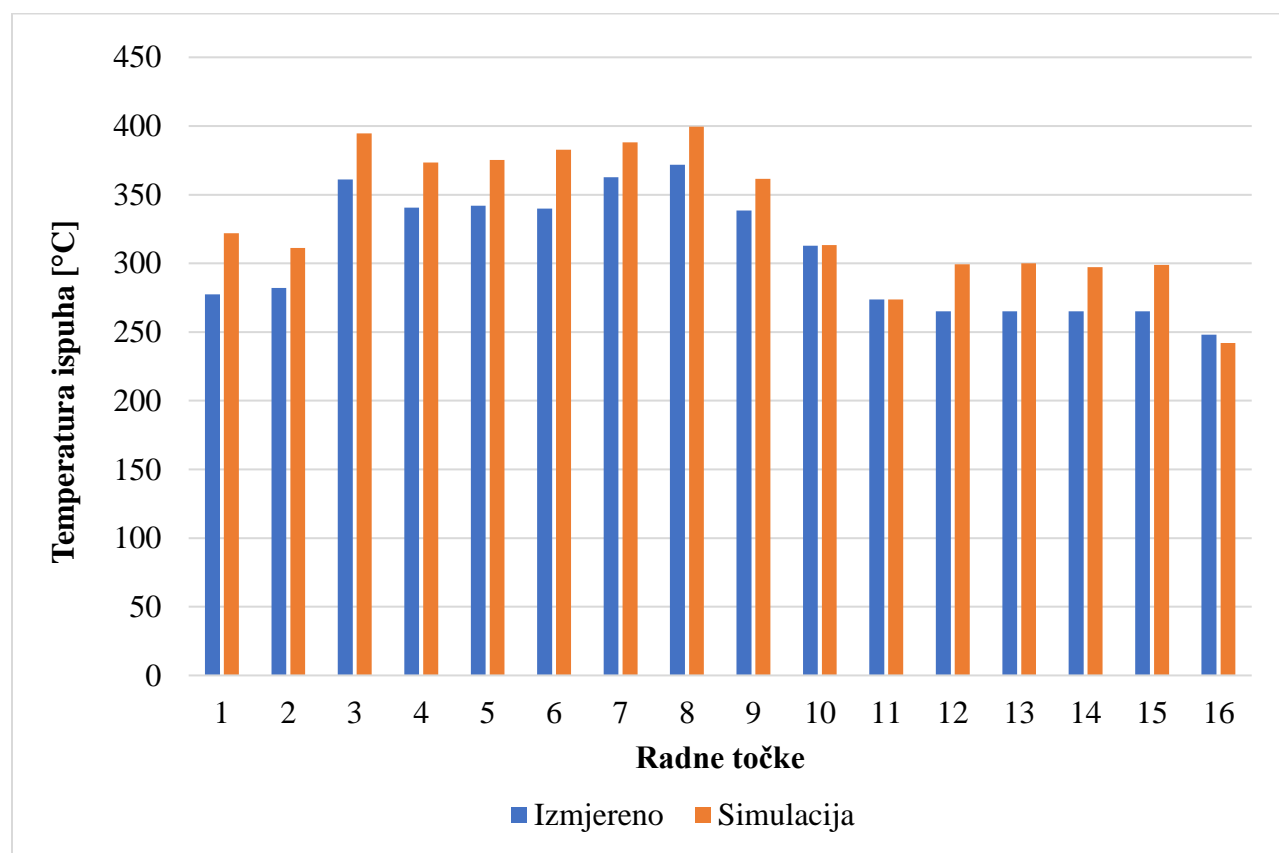
Slika 10. *BOOST Gas properties tool*

5. Validacija simulacija

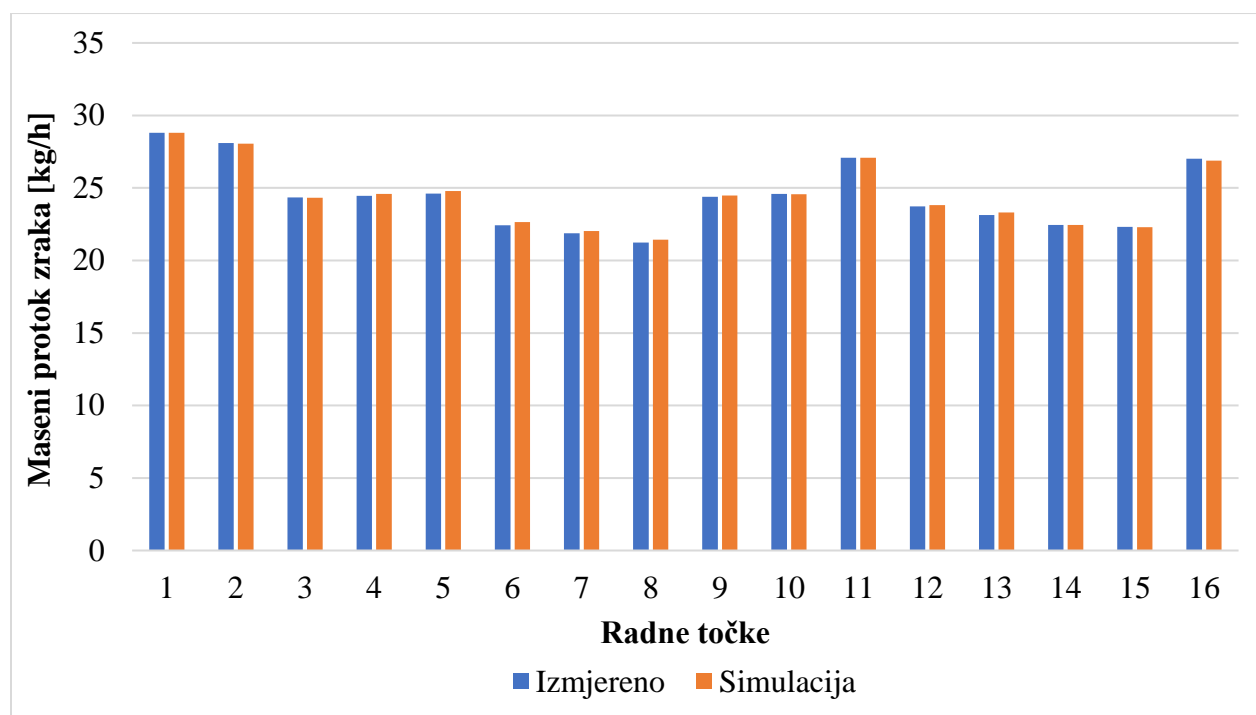
Za što bolje poklapanje rezultata simulacije s eksperimentalnim rezultatima, provjerava se poklapanje određenih parametara motora. Promatrani parametri za ocjenu valjanosti simulacija su temperatura ispuha, maseni protok zraka, maseni protok smjese goriva, tlak u cilindru, vršni tlak u cilindru, srednji indicirani tlak procesa i stupanj djelovanja. Da bi se moglo potvrditi da je simulacija dovoljno točna, pojedini parametri trebaju što manje odstupati od eksperimentalnih podataka sa senzora.

Za što bolje poklapanje temperature na ispuhu nastojalo se da razlika temperatura između simulacijskog i eksperimentalnog dijela bude oko maksimalnih 40°C razlike. No manji je zahtjev za točnošću ovog podatka pošto je moguće da je u pojedinim točkama došlo do greške očitavanja senzora.

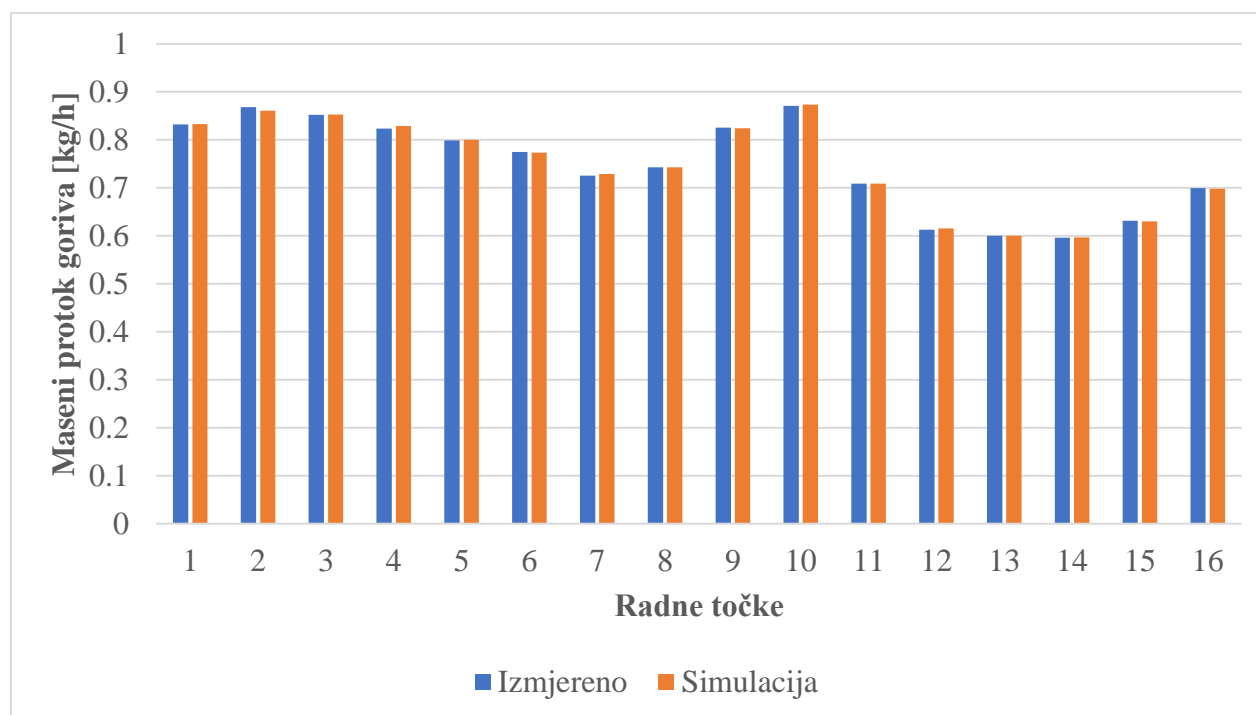
Maseni protoci su se nastojali držati na 1 % odstupanja od izmjerenih vrijednosti. Na sljedećim slikama (11 do 13) vidljivo je odstupanje temperatura i protoka u svim točkama.



Slika 11. Usporedba temperatura na ispuhu dobivenih simulacijom i eksperimentom



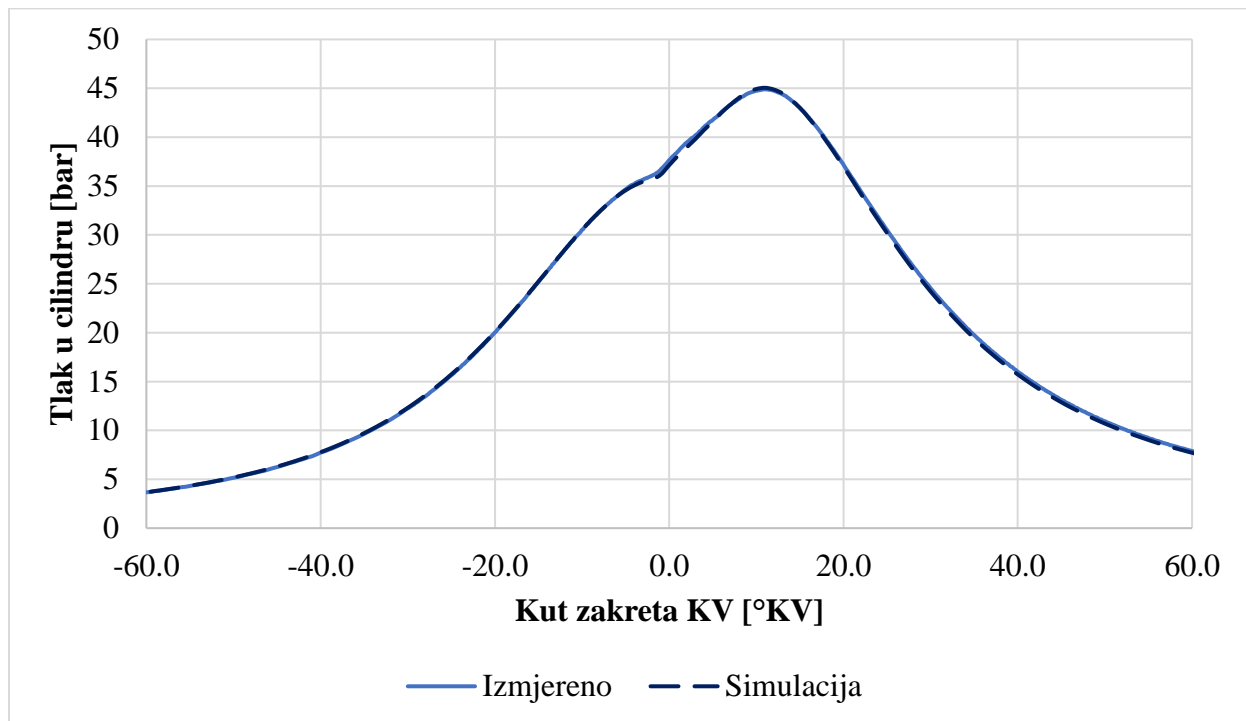
Slika 12. Usporedba masenih protoka zraka dobivenih simulacijom i eksperimentom



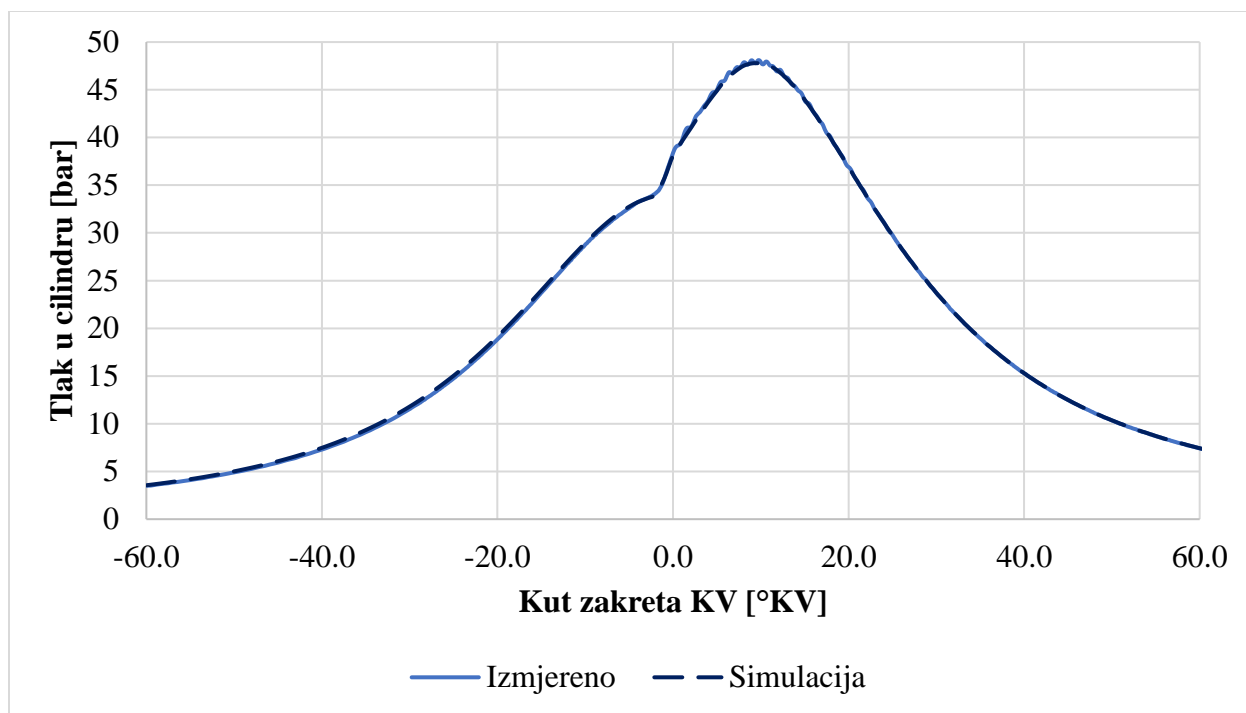
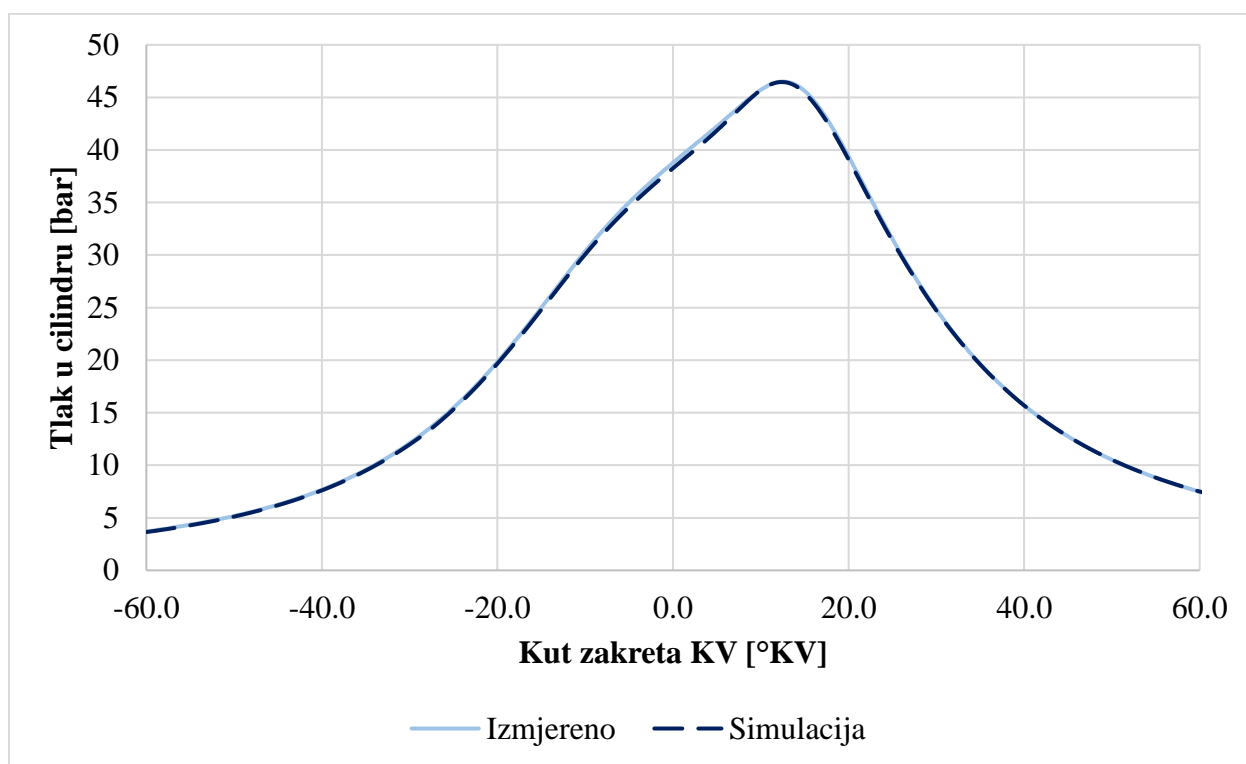
Slika 13. Usporedba masenih protoka zraka dobivenih simulacijom i eksperimentom

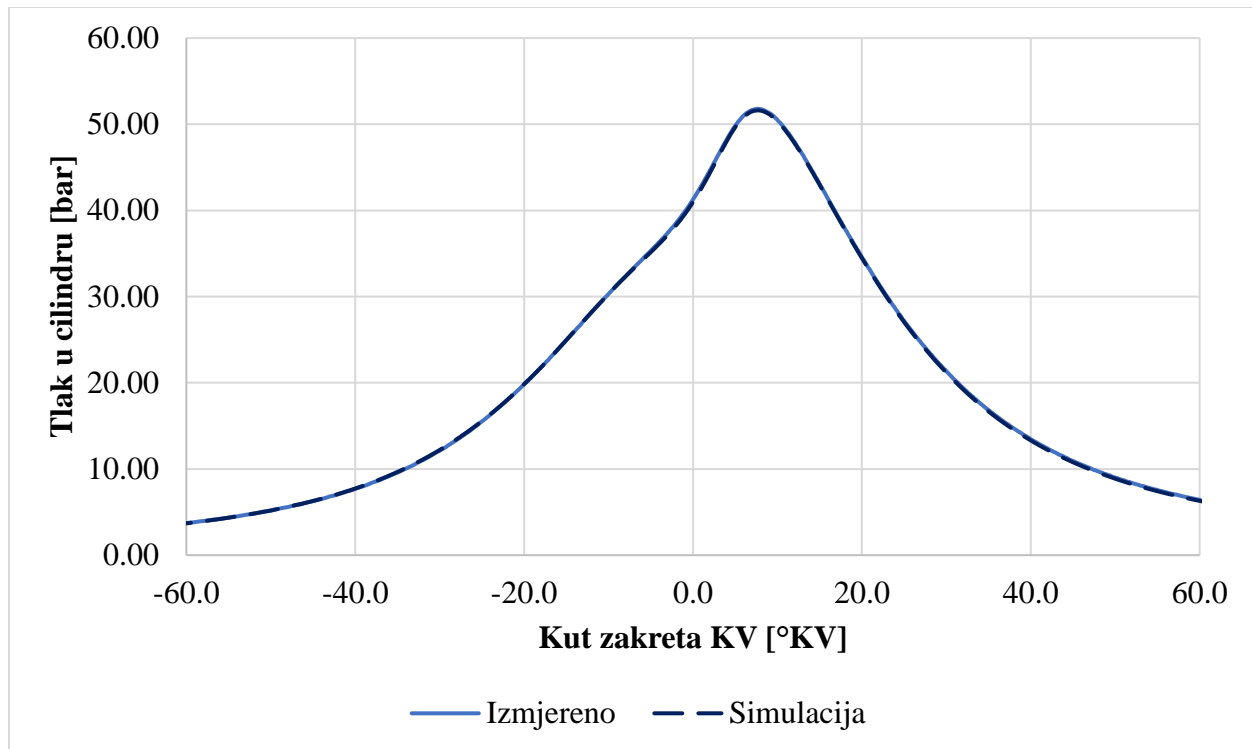
Kao što je vidljivo na slikama 11 do 13, odstupanja su vrlo malena, unutar potrebnih 1 % za masene protoke. Razlike temperatura u većini točaka su unutar zahtijevanih 40 °C razlike iako u pojedinim točkama postoji odstupanje od par stupnjeva iznad 40°C. Primjer je vidljivu radnoj točki 1 na slici 11, no to odstupanje je zanemarivo malo.

Na slikama 14 do 17 prikazano je poklapanje tlakova simulacije s izmjerenim tlakovima. Slikovno su prikazane samo četiri radne točke koje adekvatno opisuju ponašanje preostalih, neprikazanih radnih točaka.



Slika 14. Tlak u cilindru za radnu točku 2

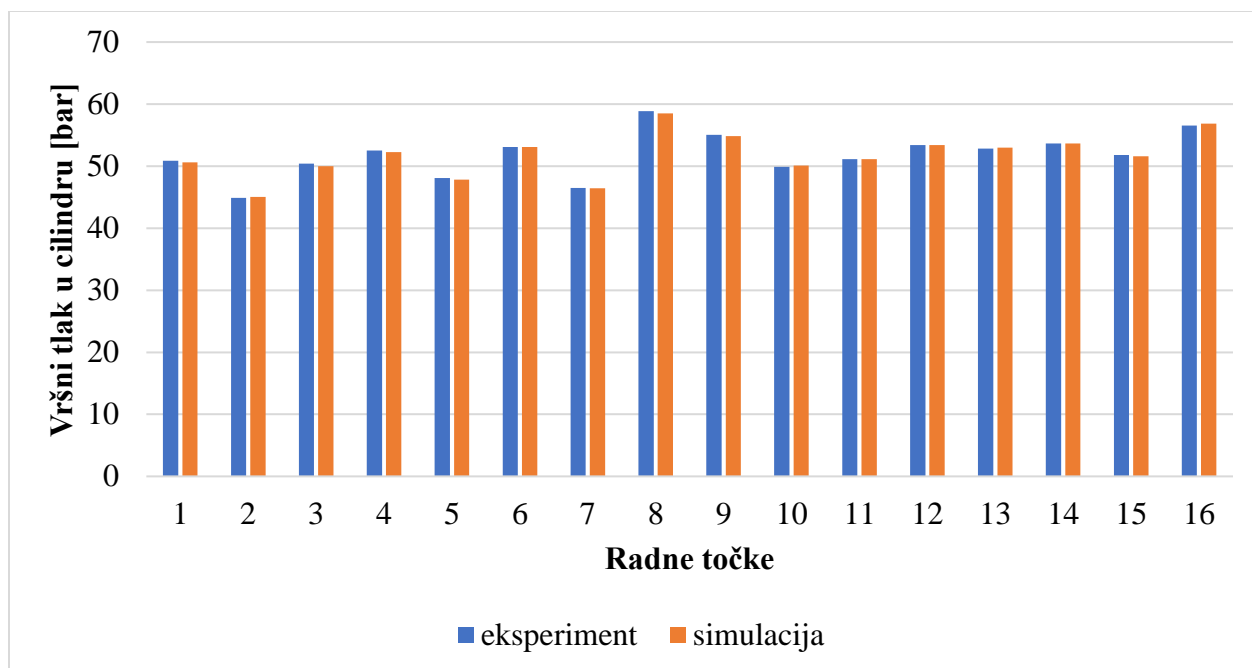
**Slika 15.** Tlak u cilindru za radnu točku 5**Slika 16.** Tlak u cilindru za radnu točku 7



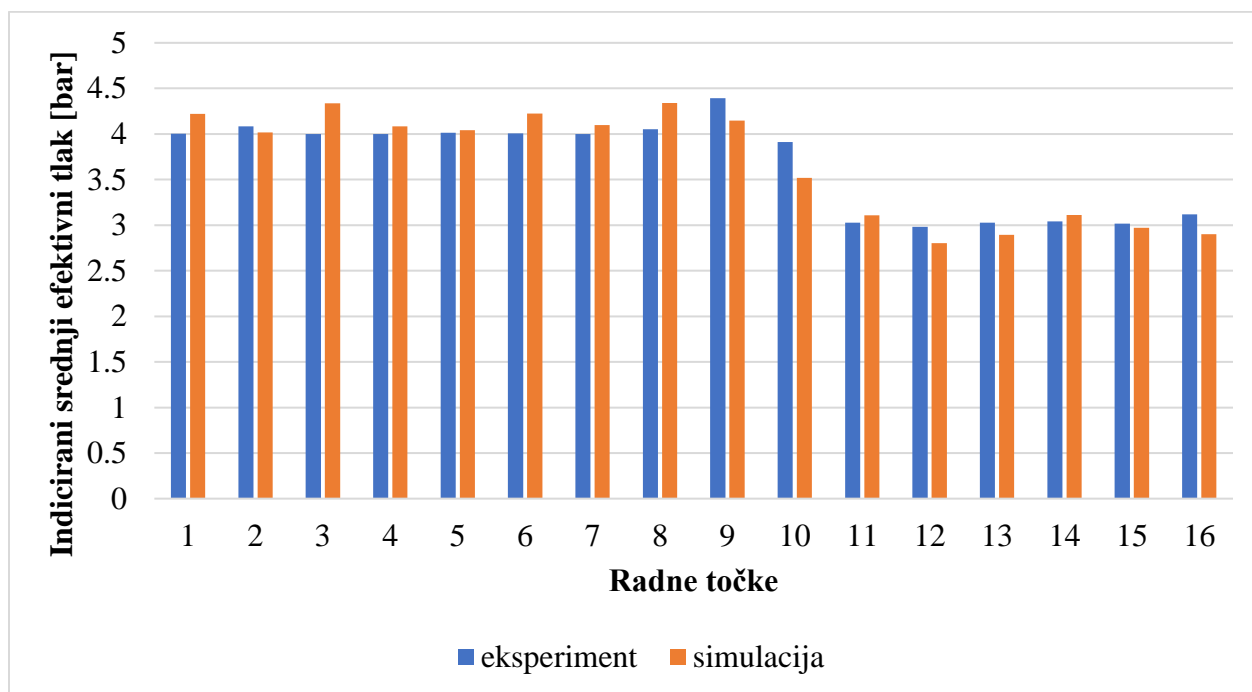
Slika 17. Tlak u cilindru za radnu točku 15

Poklapanja radnih točaka na slikama 14 do 17 su zadovoljavajuća, naročito u području kompresije, no vidljiva su blaga odstupanja u području oko par stupnjeva prije gornje mrtve točke (prije 0° na slikama 14 do 17). Tu je došlo do odstupanja iz razloga što se, radi što boljeg poklapanja svih izlaznih parametara, nije smjelo pretjerano mijenjati pojedine ulazne parametre i ako bi ih se mijenjalo bi došlo do pogoršanja nekih od izlaznih parametara. No možemo reći da je poklapanje samih krivulja dovoljno točno za daljnju analizu.

U slikama 18 i 19 vidljivo je poklapanje vršnih tlakova u cilindru i srednji indicirani tlak procesa.

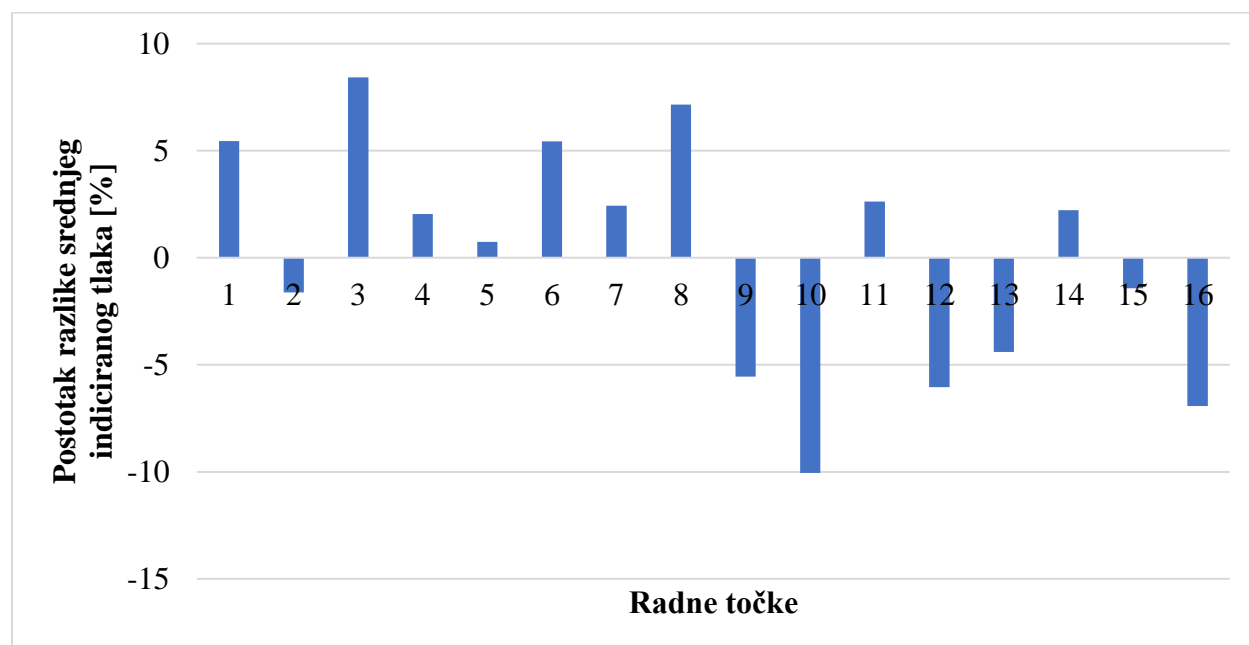


Slika 18. Usporedba vršnih tlakova u cilindru



Slika 19. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka procesa

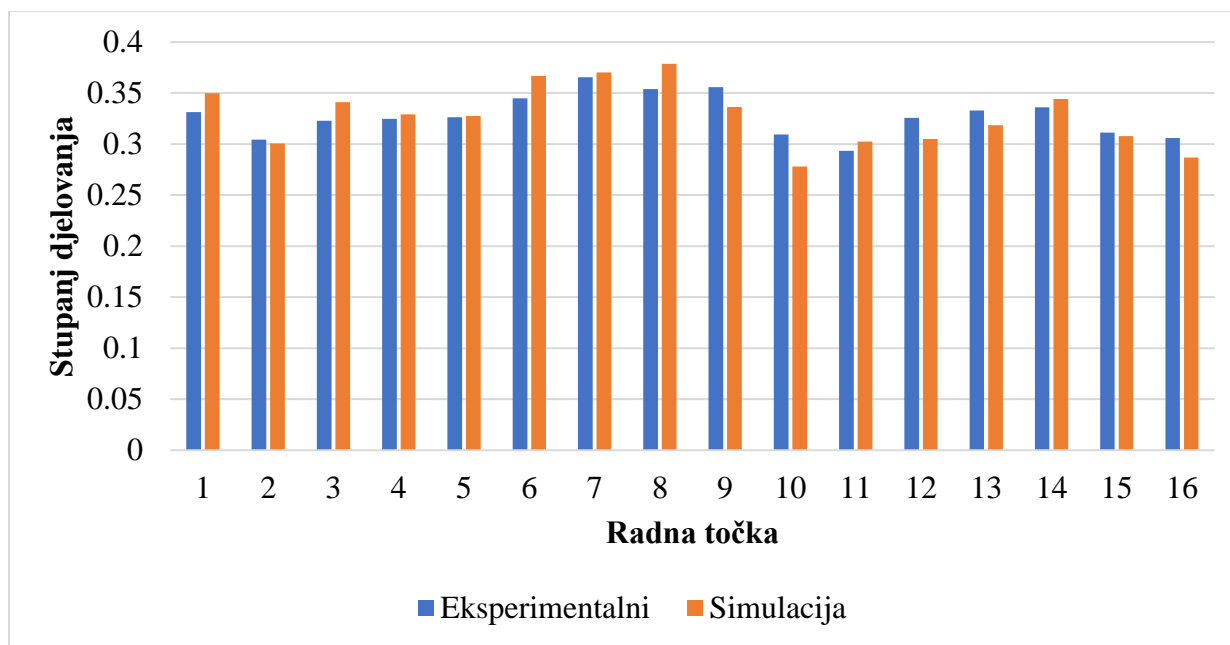
Vršni tlakovi se poklapaju uz vrlo mala odstupanja, kao što je vidljivo na slikama 14 do 17 gdje se vrhovi krivulja dobro poklapaju. Kod indiciranih tlakova postoji određen postotak razlike između simulacije i stvarnog indiciranog tlaka što je prikazano slikom 20.



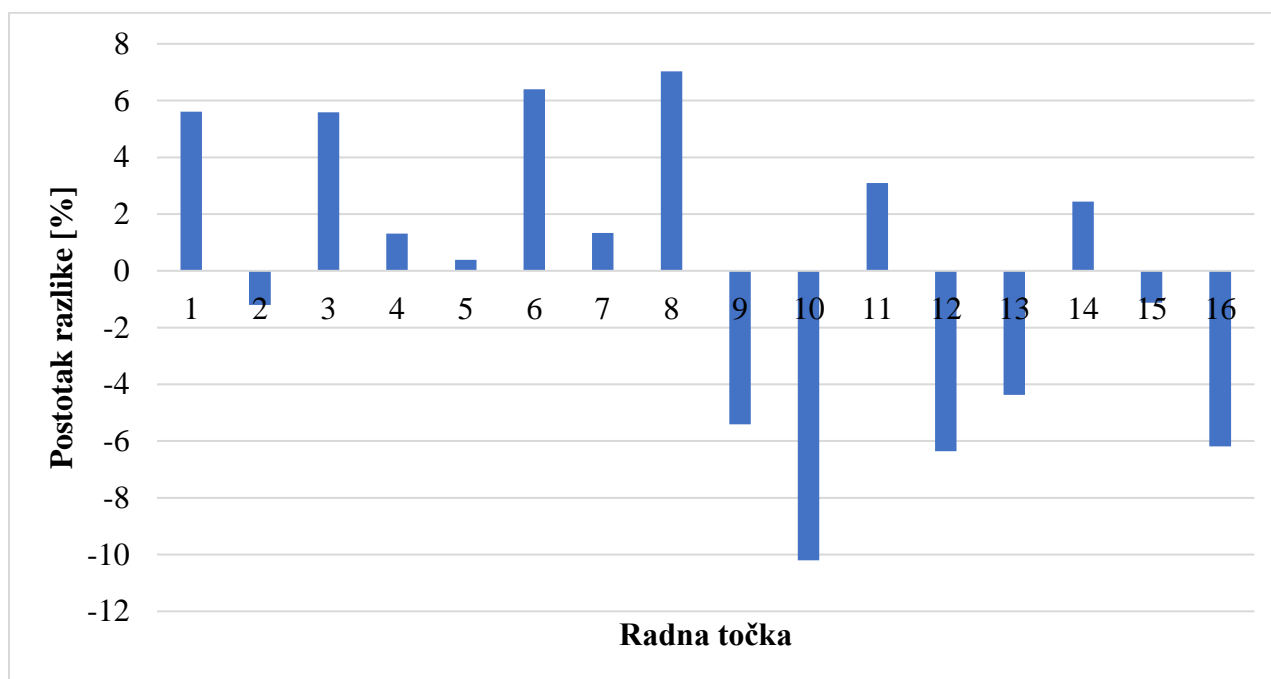
Slika 20. Postotak odstupanja indiciranog tlaka

Razlika u indiciranim tlakovima unutar 10 % je prihvatljiva, ali ukazuje da će biti razlike između stvarnog indiciranog rada i simulacije te posljedično razlika u stupnju djelovanja. Razlika u stupnju djelovanja mogla bi značiti malu energetska razliku pojedinih rezultata koji će se promatrati u poglavlju 6.

Stupanj djelovanja i postotnu razliku između stupnja djelovanja eksperimenta i simulacije prikazani su na slikama 21 i 22.

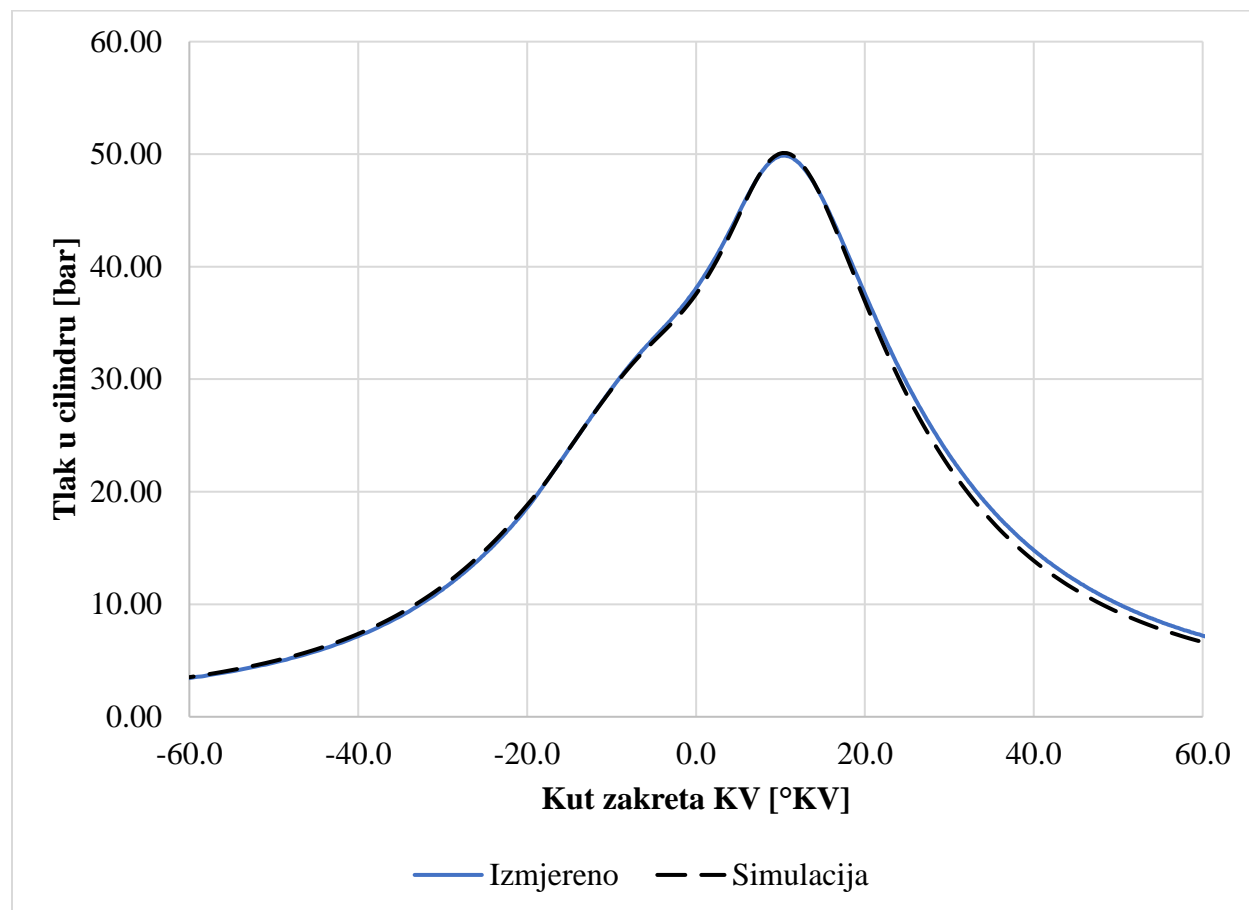


Slika 21. Usporedba stupnjeva djelovanja



Slika 22. Postotak odstupanja stupnjeva djelovanja

Najveće odstupanje je u radnoj točki 10. Zato je naknadno prikazan tlak u cilindru za radnu točku 10 na slici 23 da bi se bolje uočilo zašto je došlo do neusuglašenosti između eksperimenta i modela.



Slika 23. Tlak u cilindru za radnu točku 10

Iz prikazanog se da uočiti da je došlo do greške zbog lošijeg poklapanja u području ekspanzije (20°KV nakon GMT) i zato su odstupanja veća u odnosu na ostale točke.

Uz relativno mala odstupanja pojedinih parametara u većini radnih točaka, možemo se reći da je simulacijski model validiran te možemo nastaviti s daljnjom analizom rezultata.

6. Analiza rezultata

U ovom dijelu rada se pomoću rezultata dobivenih simulacijama promatra stupanj korisnosti svih radnih točaka te gdje i u kojem omjeru dolazi do energetske gubitaka. Također se promatra u kojem postotku se toplina dovedena izgaranjem goriva gubi i na što odlazi ta toplina.

6.1. Energetska analiza

Promatra se indicirani stupanj djelovanja [1]:

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_1}. \quad (1)$$

Dobiveni indicirani rad je jednak [1]:

$$W_i = p_i \cdot V_H = W_{\text{radno}} + W_{\text{GE}} \text{ [J/ciklusu]}, \quad (2)$$

pri čemu je:

- p_i - srednji indicirani tlak [N/mm²],
- $V_H = 667 \text{ cm}^3$ - radni volumen motora,
- $W_{\text{radno}} = p_{\text{iHP}} \cdot V_H$ - ukupan rad koji se dobije u procesu [J/ciklusu],
- p_{iHP} - srednji indicirani tlak bez gubitaka [N/mm²],
- $W_{\text{GE}} = p_{\text{iGE}} \cdot V_H$ - rad koji se izgubio prilikom izmjene radnog medija [J/ciklusu],
- p_{iGE} - srednji indicirani tlak pri izmjeni medija [N/mm²].

Također se promatra u kojem postotku i na što odlazi toplina dovedena izgaranjem gorive smjese [1]:

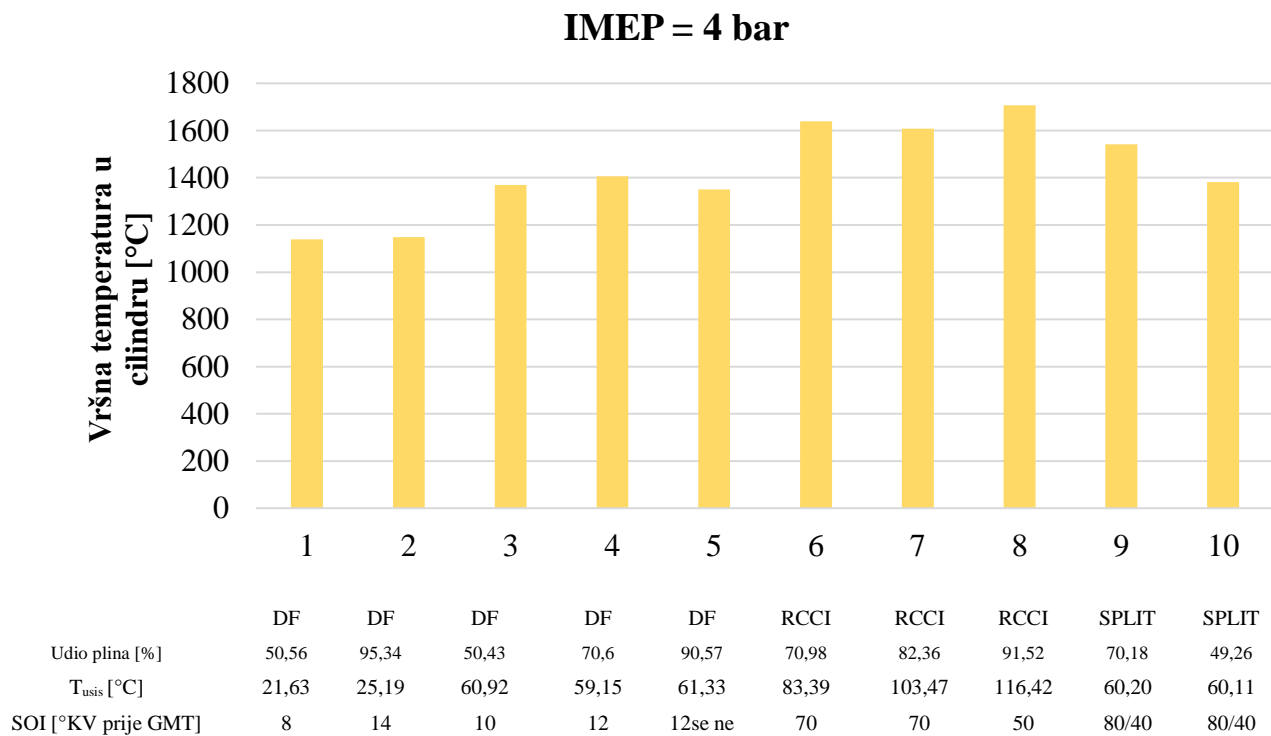
$$Q_1 = m_{\text{G,proc}} \cdot H_d = W_{\text{radno}} + W_{\text{GE}} + Q_{\text{hl}} + Q_{\text{neiz}} + Q_{\text{isp}} + Q_{\text{ost}} \text{ [J/ciklusu]}, \quad (3)$$

- $m_{\text{G,proc}}$ - masa goriva po procesu [kgG/proc],
- H_d - donja ogrijevna vrijednost goriva [J/kgG],
- Q_{hl} - toplina odvedena hlađenjem motora [J/ciklusu],
- Q_{neiz} - toplina koja se nije dobila zbog nepotpunog izgaranja smjese [J/ciklusu],
- Q_{isp} - toplina odvedena ispušnim plinovima [J/ciklusu],
- Q_{ost} - preostali gubitci topline.

Pojedini parametri potrebni za analizu, kao što su Q_{hl} i Q_{isp} , očitani su iz rezultata dobivenih simulacijom. Ostale parametre se dobilo pomoću poznatih karakteristika motora i goriva i očitanih parametara simulacije.

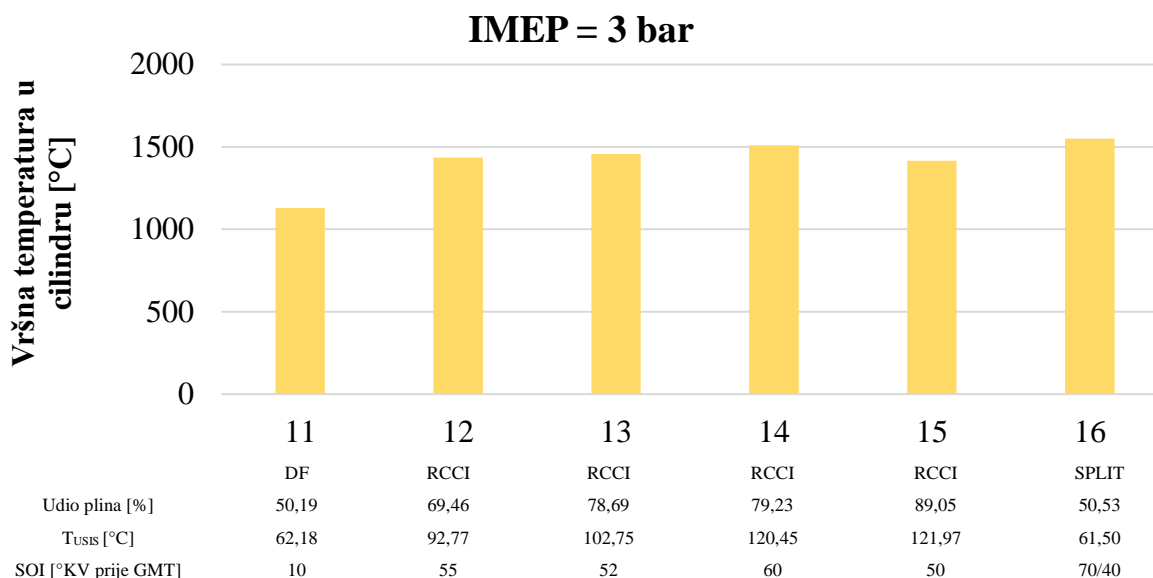
6.2. Vršne temperature procesa

U ovom poglavlju će se prikazati vršna temperatura u cilindru.



Slika 24. Vršna temperatura u cilindru za točke od 1 do 10

Slika 24 prikazuje da se najviše temperature u cilindru javljaju kod RCCI dvogorivnog načina rada motora i ne mijenjaju se puno s promjenom udjela metana u gorivu. Takav način ima i najviše temperature na usisu pa je i to dio razloga zašto je veća temperatura nego u drugim točkama.

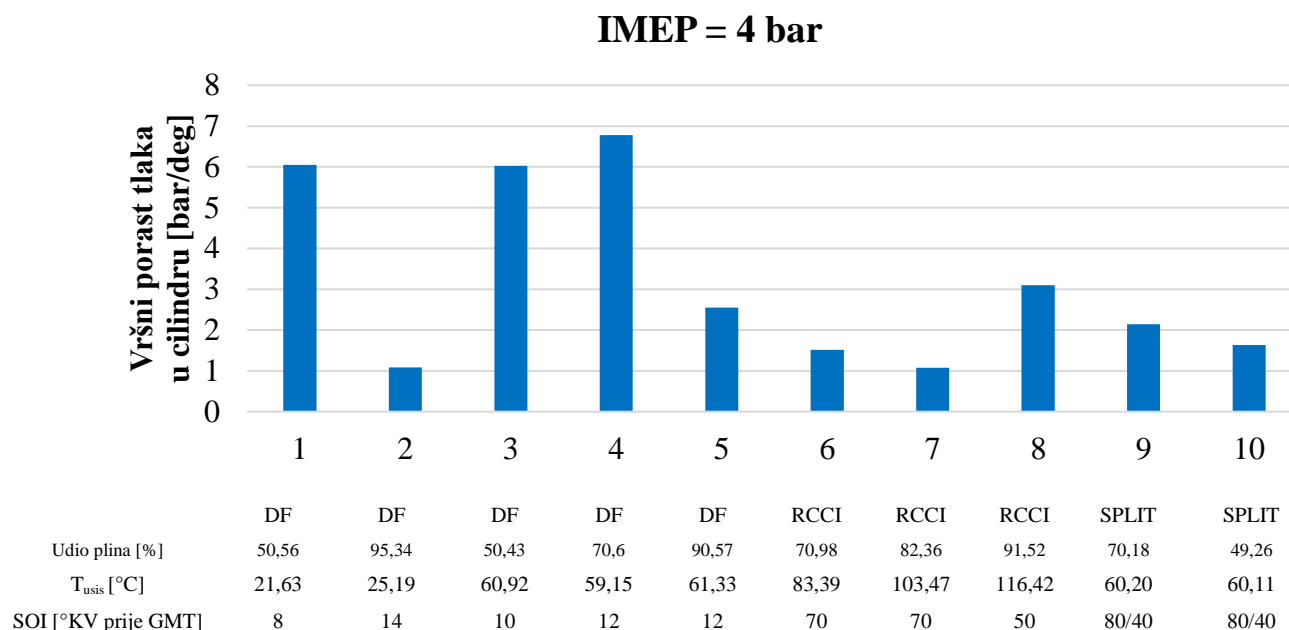


Slika 25. Vršna temperatura u cilindru za točke od 11 do 16

Na slici 25 vidi se da se najviše vršne temperature u cilindru javljaju kod RCCI načina rada i kod dvogorivnog načina rada s podjeljenim ubrizgavanjem. Tu je, kao i kod prvih 10 radnih točaka, kod RCCI dvogorivnog načina rada najviša temperatura na usisu.

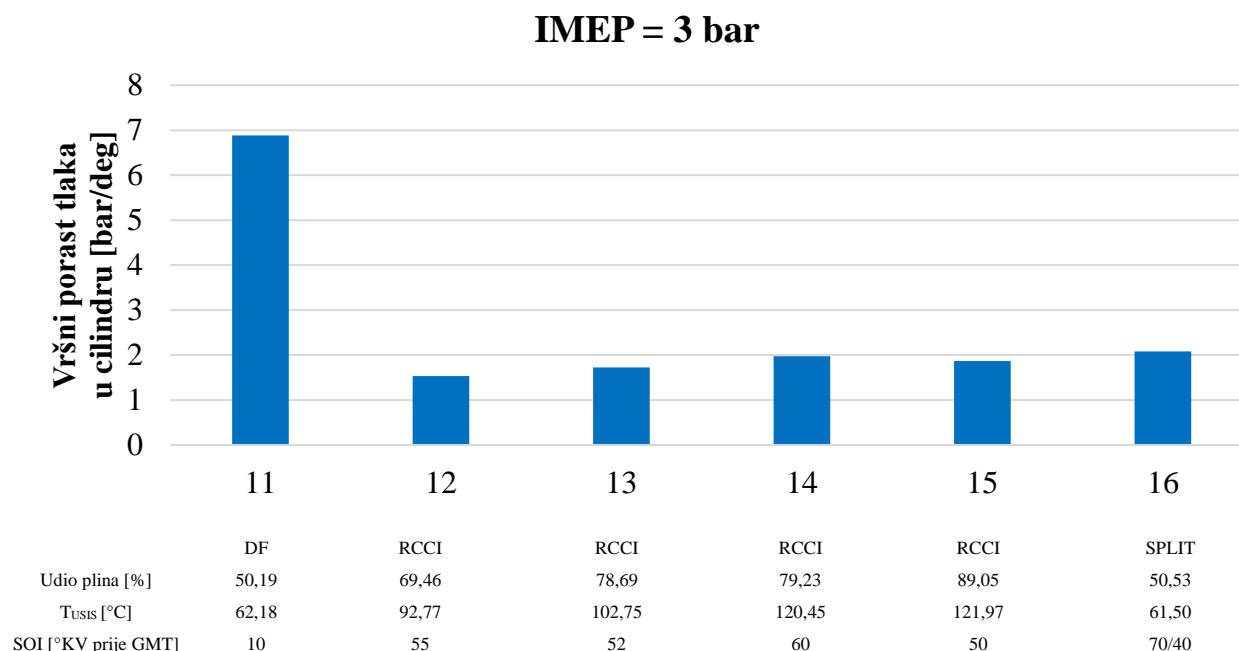
6.3. Vršni porast tlaka u cilindru

U ovom se poglavlju promatra brzina promjene tlaka za svaku radnu točku kako bi proučila brzina oslobađanja topline i kako to povezati s energetsom analizom. Vršni porast tlaka u cilindru prikazan je na slikama 26 i 27.



Slika 26. Vršni porast tlaka u cilindru za točke od 1 do 10

Slika 26 prikazuje kako najveće povećanje tlaka imaju konvencionalni dvogorivni način rada i dvogorivni način rada s povećanom temperaturom na usisu. Taj podatak upućuje na veću brzinu oslobađanja energije u tim radnim točkama. Sve te točke, osim točke 1, imaju manji stupanj korisnosti, što je objašnjeno u prošlom poglavlju. Ostale točke s manjim porastom tlaka imaju veći stupanj djelovanja.

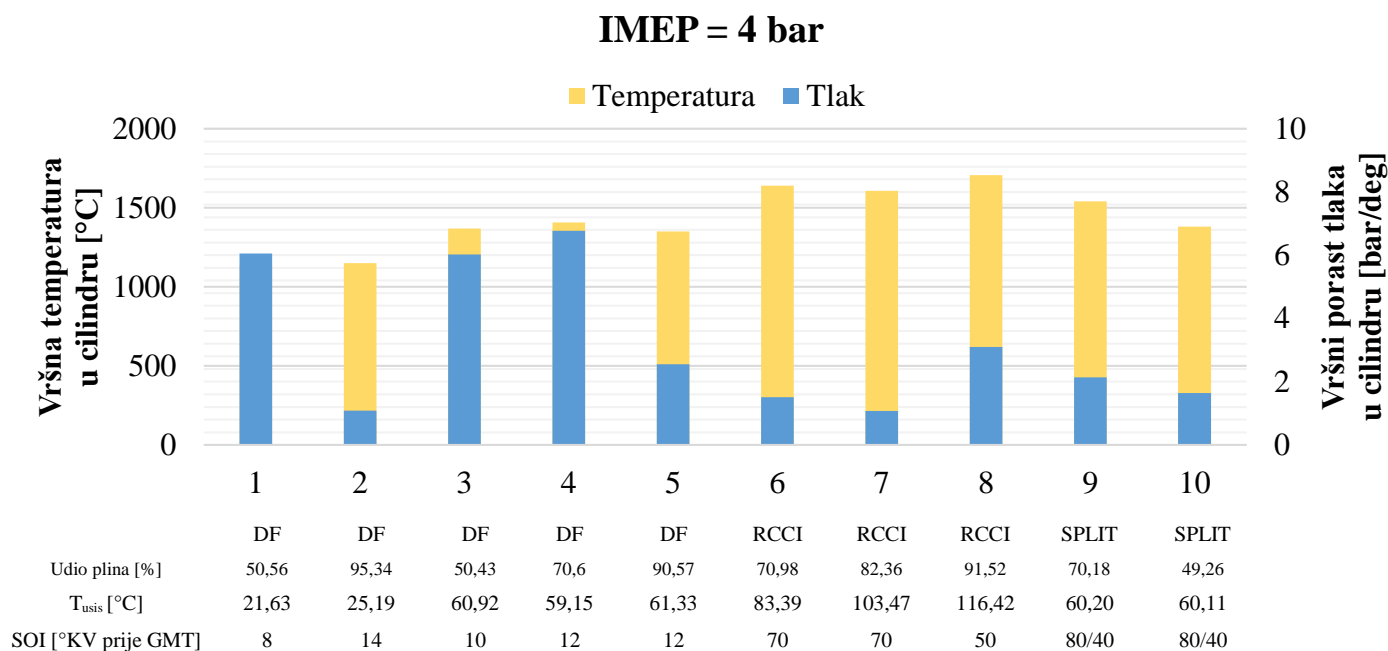


Slika 27. Vršni porast tlaka u cilindru za točke od 11 do 16

Slika 27 prikazuje, kao i u prvih 10 točaka, da je najbrži porast tlaka u točki 11 sa dvogorivnim načinom rada s povišenim načinom rada na usisu. Ova točka također ima najmanju iskoristivost od svih točaka na slici 27. To bi se moglo objasniti naglim zapaljenjem i porastom tlaka u cilindru gdje se taj tlak onda ne uspijeva predati kao koristan rad na klip motora te rezultira puno većim gubicima.

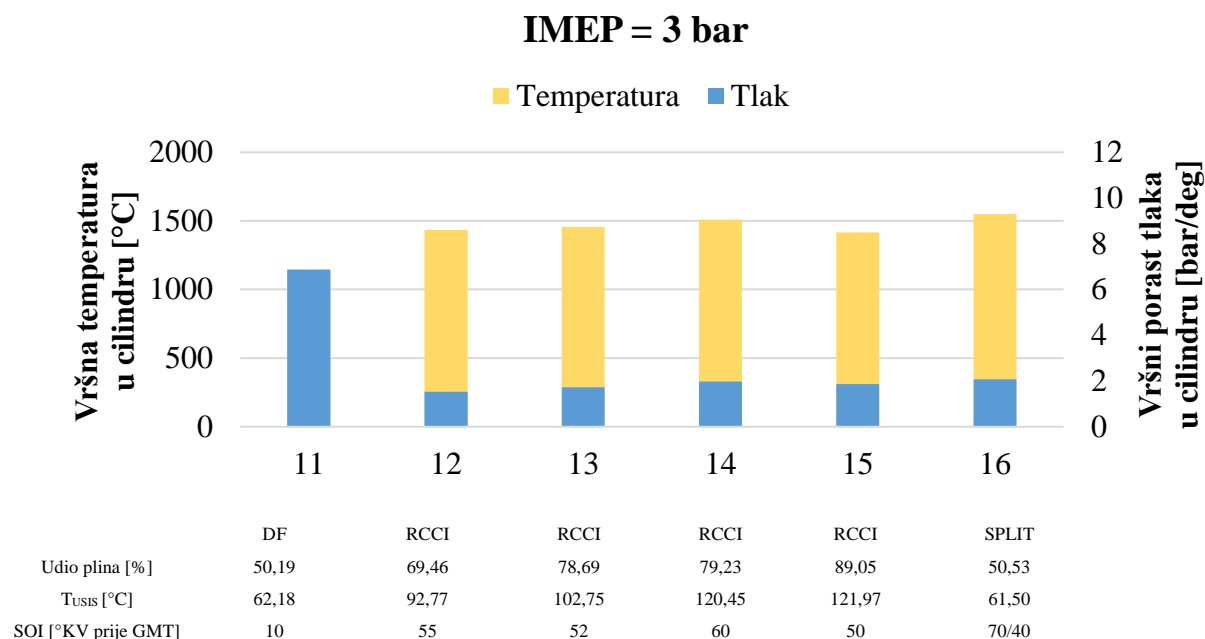
6.4. Usporedni prikaz vršnih vrijednosti temperature i porasta tlaka

U ovom se poglavlju obrađuje ovisnost parametara temperature i porasta tlaka u istom djiagramu kako bi se lakše usporedilo daljnje rezultate za daljnju analizu. Usporedni prikaz je na slikama 28 i 29.



Slika 28. Usporedni prikaz vršnih vrijednosti temperature i porasta tlaka za točke od 1 do 10

Na slici 28 je prikazano da točke koje rade kao konvencionalni dvogorivni motor sa i bez povišene temperature na usisu (točke od 1 do 5), imaju puno viši porast tlaka u cilindru, dok je vršna temperatura niža nego u ostalim točkama.

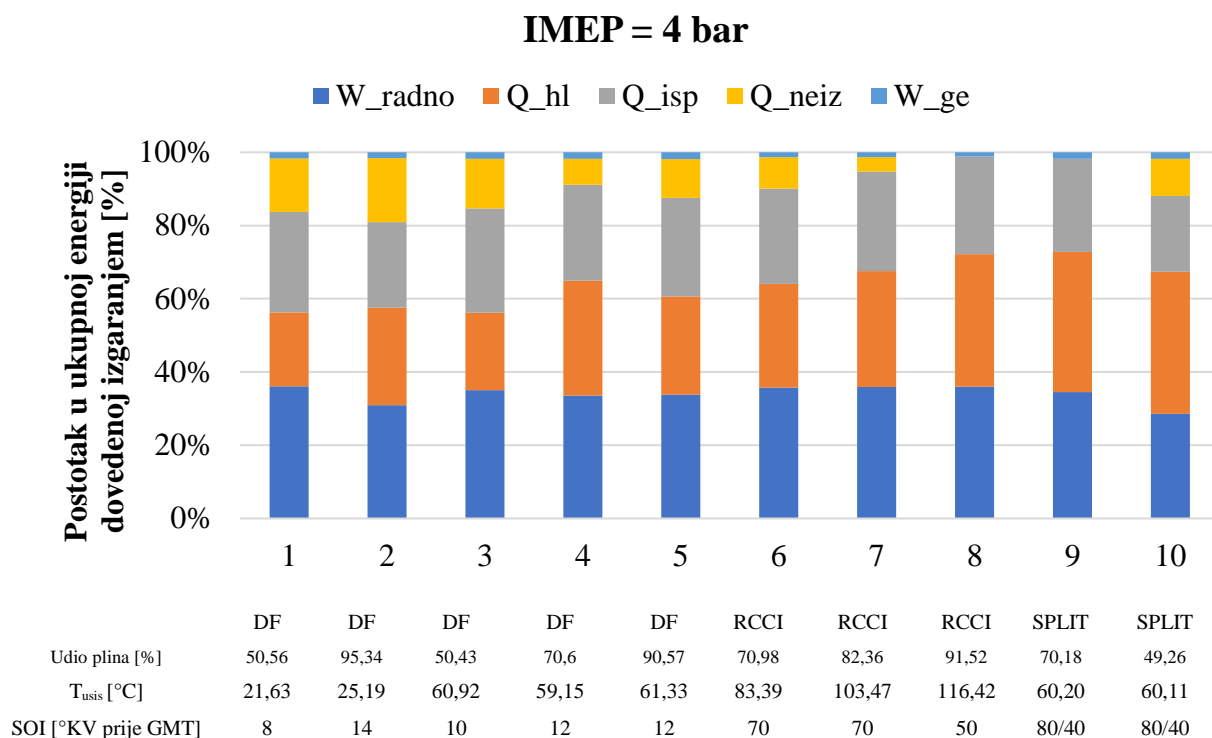


Slika 29. Usporedni prikaz vršnih vrijednosti temperature i porasta tlaka za točke od 11 do 16

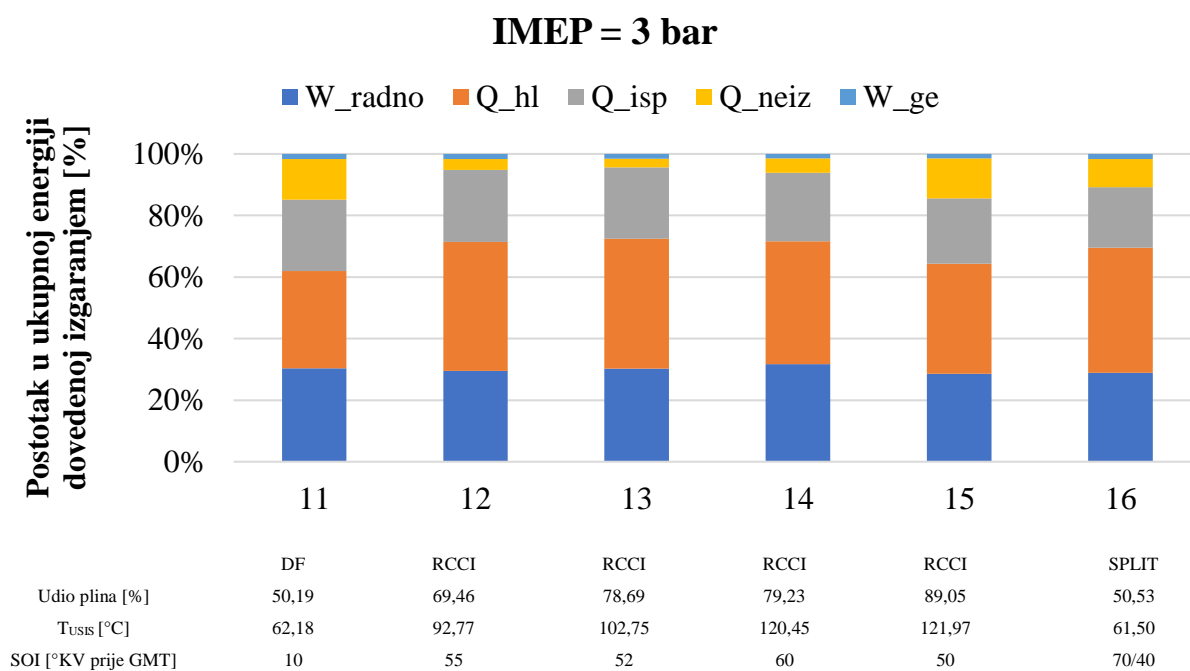
Kao i na slici 28, tako i na slici 29, vidljivo je da s većim porastom tlaka imamo manju ukupnu temperaturu u cilindru. Iz čega se može zaključiti da je pri kasnijem ubrizgavanju dizelskog goriva (bliže GMT) intenzivnije izgaranje smjese što dovodi do bržeg porasta tlaka, ali i niže vršne temperature u cilindru.

6.5. Odvođenje topline

Na slikama 30 do 33 vidljivo je u kojem postotku i na što se gubi energija u svakoj radnoj točki.

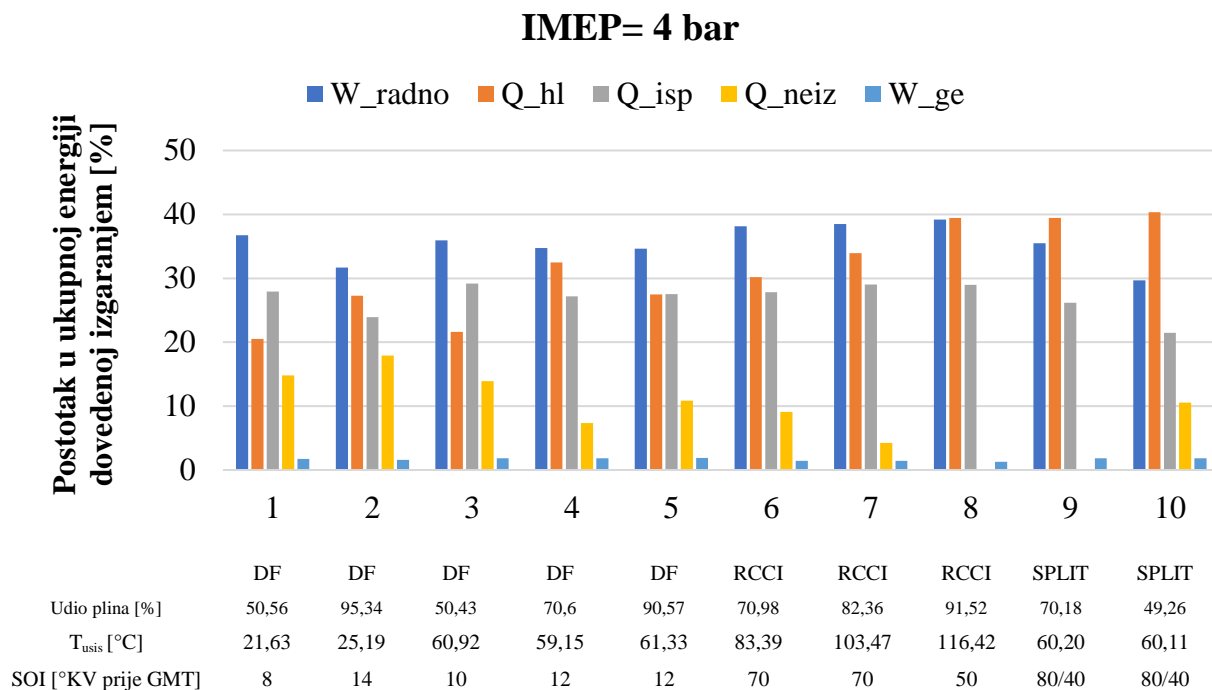


Slika 30. Postotna razdioba dovedene topline od 1. do 10. radne točke

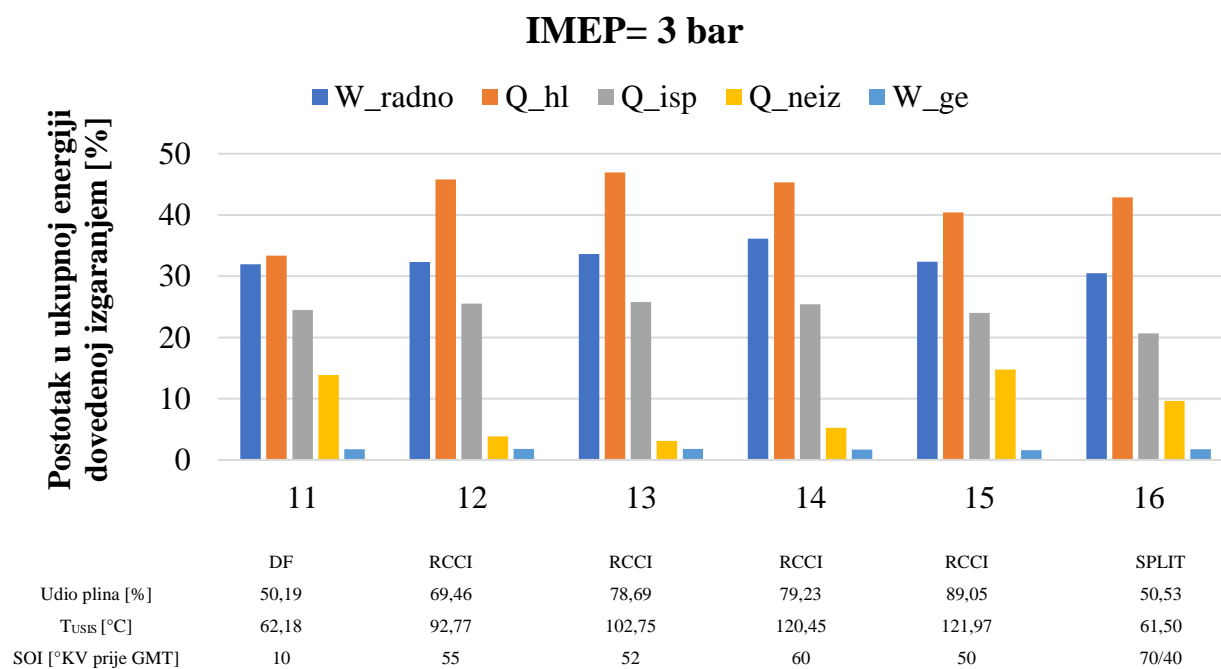


Slika 31. Postotna razdioba dovedene topline od 11. do 16. radne točke

Radi boljeg prikaza odnosa pojedinih gubitaka sve su točke prikazane na slikama 32 i 33.



Slika 32. Postotna razdioba s boljim prikazom za radne točke od 1 do 10



Slika 33. Postotna razdioba s boljim prikazom za radne točke od 11 do 16

Gubitci koji nastaju pri izmjeni radnog medija, W_{GE} , za svaku radnu točku oduzimaju približno jednak postotak od ukupne dovedene topline Q_1 te su zanemarivi za daljnju analizu.

Usporedbom slika 28 i 29 sa slikama 32 i 33, vidljivo je da točke s većim porastom tlaka u cilindru kao što su 1, 3, 4, 5 i 11 imaju veći udio gubitaka uslijed nepotpunog izgaranja (Q_{neiz}) nego ostale točke, no imaju manji udio gubitaka odvođenja topline preko stijenki cilindra (Q_{hl}). U tim je točkama i manja vršna temperatura.

Toplina koje se odvodi ispuhom Q_{isp} u svim točkama iznosi oko 20 do 30 % ukupne energije te je taj iznos manji kod većih gubitaka uslijed nepotpunog izgaranja. Također je taj gubitak veći kod brzih porasta tlakova u cilindru, tj kod točaka 1, 3, 4, 5 i 11 gdje je izgaranje intenzivnije i nekontrolirano.

Kod točaka sa podijeljenim ubrizgavanjem (točke 9, 10 i 16) najveći gubitci su gubitci hlađenja (Q_{hl}). Tu se zbog podijeljenog izgaranja dio dizelskog goriva ranije miješa sa smjesom te postupno isparava u toploj smjesi. Kasnije ubrizgavanje ostatka dizelskog goriva vodi ka boljem i kontroliranijem izgaranju te ovisno o udjelu metana u smjesi može imati veće (točke 10 i 16) ili manje (točka 9) gubitke od nepotpunog izgaranja (Q_{neiz}).

Točke sa RCCI načinom rada (6, 7, 8, 12, 13, 14 i 15) redom imaju najmanje gubitke zbog nepotpunog izgaranja, ali zbog povišenih temperatura na usisu imaju puno veće gubitke odvođenja topline preko stijenki. Također su im i vršne temperature više nego kod ostalih točaka što upućuje na to da će toplinski gubitci hlađenja biti veći. Samo izgaranje je kod ovih točaka kontroliranije jer se dizelsko gorivo relativno rano ubrizgava u toplu smjesu što dovodi do bržeg isparavanja dizelskog goriva i boljeg miješanja sa ostatkom smjese. Kontroliranije izgaranje vidi se po malom porastu tlaka u cilindru u svim točkama s RCCI načinom rada.

Ostali toplinski gubici Q_{ost} su bili toliko mali da smo su zanemarivi za ovu analizu.

7. Zaključak

S obzirom na dobivene rezultate može se zaključiti da će stupanj djelovanja kod konvencionalnog dvogorivnog načina rada motora (radne točke 1 i 2) biti veći s većim udjelom dizelskog goriva u smjesi jer će tada doći do boljeg izgaranja smjese. Boljim izgaranjem će i gubitak topline biti manji jer će biti potpunije izgaranje nego u slučaju s malim udjelom dizelskog goriva.

Kod dvogorivnog načina rada sa povećanom temperaturom na usisu (radne točke 3, 4, 5 i 11) je općenito manji stupanj djelovanja nego kod konvencionalnog dvogorivnog načina rada. Bolje je izgaranje kod ovih točaka nego kod konvencionalnog dvogorivnog načina rada, čak i pri većem udjelu plina nego dizelskog goriva u smjesi. Dakle, manji udio topline se gubi uslijed neizgorenih plinova i nepotpunog izgaranja jer dizel brže isparava u toploj smjesi. Većom temperaturom osim boljeg izgaranja ostvaruje se i odvođenje većeg udjela topline preko stijenki, ali također se onda i veći udio topline gubi na ispuhu. To rezultira manjim stupnjem djelovanja od konvencionalnog dvogorivnog načina rada.

Dvogorivni način rada sa podijeljenim ubrizgavanjem dizelskog goriva (radne točke 9, 10 i 16) ima puno lošije poklapanje simulacije i realnog sustava jer se u simulaciji umjesto dva posebna stupnja zakreta koljenastog vratila pri kojem bi trebalo doći do ubrizgavanja dizelskog goriva uzeo samo jedan i to srednji kut zakreta koljenastog vratila prije gornje mrtve točke. Ove radne točke najviše topline gube preko stijenki tj. hlađenjem motora. Zbog podijeljenog ubrizgavanja sa što manjim udjelom dizelskog goriva (radne točke 10 i 16) ima lošije izgaranje smjese nego sa većim udjelom dizelskog goriva (radna točka 9). Zato je i stupanj korisnosti veći s povećanjem udjela dizelskog goriva.

Radne točke sa RCCI načinom rada motora pokazuju dobra svojstva neovisno o udjelima metana i dizelskog goriva u smjesi. To se događa jer se dizelsko gorivo ranije ubrizgava u toplu smjesu što dovodi do bržeg i boljeg isparavanja dizelskog goriva u smjesi. Ranijim ubrizgavanjem povećava se i reaktivnost dizelskog goriva. Samim isparavanjem dizelskog goriva dolazi do boljeg miješanja sa ostatkom smjese, a time posljedično i bolje tj. potpunije izgaranje smjese. Zbog potpunijeg izgaranja puno se više energije može iskoristiti unatoč povišenoj temperaturi i velikoj količini energije koja se odvodi preko stijenki cilindra zbog viših temperatura u cijelom procesu. Stupanj djelovanja je najveći u ovim točkama.

Zaključak je da bi za što bolju iskoristivost dvogorivnog načina rada motora pri niskom opterećenju bilo optimalno koristiti RCCI dvogorivni način rada gdje se neovisno o omjeru metana i dizelskog goriva postiže bolje i potpunije izgaranje smjese, a samim time i veća učinkovitost od ostalih dvogorivnih načina rada. Dvogorivni način rada s podijeljenim ubrizgavanjem mogao bi se također koristiti, no smjesa goriva i zraka ne bi se smjela puno mijenjati kako bi izgaranje bilo što bolje i gubici bili što manji zbog nepotpunog izgaranja.

Literatura

- [1] Mahalec, Lulić, Kozarac: *Motori s unutarnjim izgaranjem*, FSB, Zagreb 2016.
- [2] www.autonet.hr/arhiva-clanaka/nacelo-rada-motora (posljednji pristup 18.2.2019.)
- [3] www.car-engineer.com/introduction-to-engine-fuelling-systems/ (posljednji pristup 18.2.2019.)
- [4] www.targettrainingcentre.nl/news/special/ (posljednji pristup 18.2.2019.)
- [5] Ivan Taritaš, Mario Sremec, Darko Kozarac, Mislav Blažić, Zoran Lulić: *THE EFFECT OF OPERATING PARAMETERS ON DUAL FUEL ENGINE PERFORMANCE AND EMISSIONS – AN OVERVIEW*, FSB, Zagreb, 2017
- [6] www.hatz-diesel.com/en/products/diesel-engines/d-series/1d81/ (posljednji pristup 18.2.2019.)
- [7] Davor Ljubas, Hrvoje Juretić: Podloge za predavanje iz kolegija Gorivo i mazivo, FSB, Zagreb, 2017.
- [8] Darko Kozarac: *Proračunski modeli rada motora s unutarnjim izgaranjem*, FSB, Zagreb 2017.
- [9] Momir Sjerić: *Proračunski modeli radnog ciklusa motora s unutarnjim izgaranjem*, FSB, Zagreb, 2017.
- [10] Tomić: *Model detonantnog izgaranja u Ottovom motoru*, Fsb, Zagreb, 2015
- [11] AVL BOOST – version 2010, Users Guide and Theory, Edition 11/2010